

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES
COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN INGÉNIERIE – CONCENTRATION GÉNIE MÉCANIQUE (AVEC
MÉMOIRE)

PAR
SAMEH MELKI

ÉTUDE DE L'INFLUENCE DES PERFORMANCES DE TRIBOLOGIE SUR LA
TEMPÉRATURE INSTANTANÉE DE FONCTIONNEMENT DES ENGRENAGES
EN COMPOSITES DE FIBRES NATURELLES

DECEMBRE 2018

Université du Québec à Trois-Rivières

Service de la bibliothèque

Avertissement

L'auteur de ce mémoire ou de cette thèse a autorisé l'Université du Québec à Trois-Rivières à diffuser, à des fins non lucratives, une copie de son mémoire ou de sa thèse.

Cette diffusion n'entraîne pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits de propriété intellectuelle, incluant le droit d'auteur, sur ce mémoire ou cette thèse. Notamment, la reproduction ou la publication de la totalité ou d'une partie importante de ce mémoire ou de cette thèse requiert son autorisation.

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES

ÉTUDE DE L'INFLUENCE DES PERFORMANCES DE TRIBOLOGIE SUR LA TEMPÉRATURE INSTANTANÉE DE FONCTIONNEMENT DES ENGRENAGES EN COMPOSITES DE FIBRES NATURELLES

Ce mémoire a été dirigé par :

Demagna Koffi, Ing., Ph.D., Directeur de recherche, Professeur titulaire, Université de
Québec à Trois Rivières

Jury d'évaluation du mémoire :

Yves Dubé, Ing., Ph.D., Président, Professeur associé, Université du Québec À Trois
Rivières

Prénom et nom, grade	Rattachement institutionnel
----------------------	-----------------------------

Fayçal Mijiyawa, Ph.D., Membre, Premier Aviation, Trois-Rivières

Prénom et nom, grade	Rattachement institutionnel
----------------------	-----------------------------

Demagna Koffi, Ing., Ph.D., Membre, Professeur Titulaire, Université du Québec à
Trois-Rivières

Prénom et nom, grade	Rattachement institutionnel
----------------------	-----------------------------

REMERCIEMENTS

J'adresse mes remerciements tout d'abord à :

Mes parents

Tous mes professeurs de l'UQTR

Tous mes collègues du laboratoire de recherche

Pour leur soutien et leur encouragement durant les années que j'ai passées au sein de cet établissement.

*Je remercie tout particulièrement **Prof. Demagna Koffi** qui m'a honoré par son encadrement, pour son soutien, sa disponibilité et surtout sa patience durant toute la période de ce travail de recherche.*

*Toute ma gratitude et mes remerciements les plus chaleureux à toute ma famille, spécialement mes parents : "mon père : **Moktar Melki** et ma mère : **Saida Messaoudi**" qui n'ont pas cessé de m'encourager depuis ma naissance.*

Mes remerciements enfin à mes deux frères, ma copine et toutes les personnes qui m'ont gracieusement accordé de leur temps, pour parvenir à ce que je suis maintenant.

Table des matières

Chapitre I : **Introduction**

I.1 Introduction aux engrenages	1
I.2 La température instantanée de surface dans l'histoire	4
I.3. Problématique	5
I.4. Objectifs	8
I.5. Composition du mémoire	9

Chapitre II : **Revue de littérature**

II.1. Introduction	11
II.2 Les fibres naturelles	12
II.2.1. Présentation des composites en polymère à fibres naturelles (NFPCs)	13
II.2.2. Les composites en plastique à fibres de bois (WPC)	15
II.2.3. Les composites à fibres de bouleau et applications aux engrenages	17
II.3. Comportement thermique des engrenages en thermoplastique	21
II.3.1. Températures caractéristiques	21
II.3.2. Source d'échauffement	23
II.3.2.1. Échauffement dû au piégeage de l'air entre les dents	23
II.3.2.2. Échauffement dû au frottement	24
II.3.2.3. Échauffement viscoélastique interne	25
II.3.2.3.1. Chaleur d'hystérésis de flexion.	26
II.3.2.3.2. Chaleur d'hystérésis de contact	27
II.3.2.4. Répartition de la chaleur de frottement	27
II.4. Modèles thermiques dans la littérature.....	28
II.4.1. Modèle de Hachmann and Strikle	28
II.4.2. Modèle de Block	32
II.4.3. La contribution de K. Mao	33
II.4.4. Modèle de Hooke	35
II.5. L'endommagement thermique	36
II.5.1. Introduction à la température instantanée de surface	36
II.5.2. La classification des modes de bris	37
II.5.3. L'endommagement thermique à travers la littérature	38
II.6. conclusion.....	43

Chapitre III : Méthodologie

III.1. Introduction.....	45
III.2. Calcul de la température d'équilibre	45
III.2.1. Équation de convection-diffusion bidimensionnelle en régime permanent.....	45
III.2.2. Système d'axes et maillage	46
III.2.3. Caractéristiques de température instantanée de surface par rapport à la température d'équilibre et hypothèses de calcul	48
III.2.4. Méthode des différences finies pour la détermination de la distribution de la température d'équilibre	49
III.2.4.1. Méthode numérique	49
III.2.4.2. Équations de nœuds caractéristiques	50
III.2.4.3. Mouvement des dents et coefficients de transfert de chaleur par convection	52
III.3. Calcul de la température instantanée de surface	54
III.3.1 . Distribution de la température instantanée de surface de deux solides infinis en contact	54
III.3.2. Calcul de la température instantanée de surface pour les engrenages plastiques.....	56
III.3.2.1. L'étude numérique	57
III.3.2.1.1. L'élévation de température instantanée	57
III.3.2.1.2. La distribution de la chaleur de frottement	59
III.3.2.1.3. Calcul de temps de déplacement de la source de chaleur	60
III.3.2.2. Évaluation de la profondeur sous le profil de la dent affecté par la température instantanée.....	60
III.3.2.3. Évolution de la température de point de contact après la réalisation du contact	63
III.3.2.4. Description du programme de calcul des températures et algorithme de calcul	64
III.3.2.4.1. Module N°1 : Chaleur	65
III.3.2.4.2. Module N°2 : Distribution de la température en régime permanent	66
III.3.2.4.3. Module N°3 : Température instantanée sur le profil	67

Chapitre IV : Résultats

IV.1. Introduction.....	68
IV.2. Résultats de simulation et l'étude de l'influence des paramètres sur la valeur des températures calculées	69
IV.2.1. Observations générales	69
IV.2.2. Influence de la vitesse	70
IV.2.3. Influence de la charge	75
IV.2.4. Influence du pas diamétral P (module) : (à nombre de dents constant)	79
IV.2.5. Influence de l'angle de pression	82

IV.2.6. Influence de coefficient de frottement	87
IV.2.7. Influence du nombre de dents	94
IV.2.8. Variation du diamètre primitif en fonction du nombre de dents et du pas diamétral	101
IV.3. Résultats de simulation et l'étude de l'influence des paramètres simultanés sur la valeur des températures calculées	102
IV.3.1. L'influence de la variation simultanée du coefficient du frottement et du nombre de dents	102
IV.3.2. L'influence de la variation simultanée de l'angle de pression et du nombre de dents	105
IV.4.4. Distribution de la température instantanée de l'engrenage mené TF2 sur la largeur du contact de Hertz en fonction du temps	107
IV.5. Comparaison quantitative de comportement thermique du maximum de température de surface pour des différents variations de charge normale unitaire et vitesse	112

Chapitre V : Conclusion générale et recommandations

V.1. Récapitulation	114
V.2.. Conclusion et perspectives	117

Références	119
Annexes	125

ANNEXE A: GÉOMÉTRIE DES ÉLÉMENTS DU MAILLAGE	125
ANNEXE B: Calcul de JLIMH et JCONV	131
ANNEXE C: RELATIONS ENTRE LE TEMPS, LA TEMPÉRATURE ET LA POSITION DE CONTACT SUR LE PROFIL ET SUIVANT LA LIGNE D'ACTION.....	133
ANNEXE D: PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DES ENGRENAGES EN COMPOSITE DE FIBRES DE BOULEAU ‘‘ GEAR40B’’ QUI SONT UTILISÉS DANS LA SIMULATION	138

LISTE DES ILLUSTRATIONS

Figure I-1 : Diverses utilisations du plastique par secteur entre 1992 et 2017	6
Figure II-1 : Comparaison du nombre d'articles publiés à propos des fibres naturelles par rapport à ceux portant aux fibres synthétiques de 2004 à 2013	12
Figure II-2 : Types de fibres naturelles	13
Figure II-3 : Application des WPC.....	16
Figure II-4 : La répartition du bouleau au Québec	17
Figure II-5 : Schéma du phénomène de piégeage de l'air entre les dents d'un engrenage en acier	24
Figure II-6 : La variation du module de stockage, du module de perte ainsi que de tang en fonction de la température	26
Figure II-7 : Le bilan thermique de système d'engrenage du modèle de Hachmann et Strickle	29
Figure II-8 : Comparaison quantitative du comportement thermique des engrenages en polymère	35
Figure II-9 : Température des différents modèles dents en fonction de nombre de cycles	39
Figure II-10 : Comparaison des endommagements thermiques des différentes conceptions	40
Figure II-11 : Température des différentes conceptions de dents	41
Figure II-12 : Comparaison entre les températures des dents modifiées et non modifiées pour différentes valeurs de charge à 1500 tr/min.....	42
Figure II-13 : (a) dent non modifiée, (b) dent modifiée	42
Figure II-14 : Comparaison des températures de surface des engrenages modifiés et non modifiés du nylon 6 à un couple de 8,82 Nm	43
Figure III-1 : Système d'axes et maillage du secteur d'engrenage étudié.....	47
Figure III-2 : Les points considérés par Akozan et les angles pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur h	47
Figure III-3 : Caractéristiques de la température instantanée de surface	48
Figure III-4 : Définition de la géométrie d'une paire d'engrenage en mouvement	52
Figure III-5 : Source de chaleur en mouvement sur la surface de contact de deux solides semi-infinis	54
Figure III-6 : Distribution de température dans un solide semi-infini avec les conditions de frontière en convection.....	62
Figure III-7 : Organigramme du module de calcul du chaleur.....	65
Figure III-8 : Organigramme de calcul de la température d'équilibre	66
Figure III-9 : Organigramme de calcul de la température instantanée.....	67
Figure IV-1 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=500\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	71
Figure IV-2 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	73
Figure IV-3 : : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1500\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	74

Figure IV-4 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=53\text{lb/po}$	76
Figure IV-5 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=109\text{lb/po}$	78
Figure IV-6 : Distribution de la température instantanée de surface avec $P=5$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	80
Figure IV-7 : Distribution de la température instantanée de surface avec $P=12$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	81
Figure IV-8 : Distribution de la température instantanée de surface avec $\Theta=14.5$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	83
Figure IV-9 : Distribution de la température instantanée de surface avec $\Theta=25$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	85
Figure IV-10 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,35$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	88
Figure IV-11 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,4$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	89
Figure IV-12 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,45$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	91
Figure IV-13 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,5$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	92
Figure IV-14 :Variation de Maximum de TF2 en fonction du coefficient de frottement μ	
Figure IV-15 : Distribution de la température instantanée de surface avec $P=10$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=30$	95
Figure IV-16 : Distribution de la température instantanée de surface avec $Z=35$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	97
Figure IV-17 : Distribution de la température instantanée de surface avec $Z=40$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	98
Figure IV-18 : : Distribution de la température instantanée de surface avec $Z=50$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	100
Figure IV-19 : Variation du diamètre primitif en fonction du nombre de dents et du pas diamétral	101
Figure IV-20 : Variation de Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et de coefficient de frottement.....	103
Figure IV-21 : Variation de Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et de coefficient de frottement.....	104
Figure IV-22 : Variation de Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et de l'angle de pression	106
Figure IV-23 : Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz au début de contact théorique à 1000tr/min & 88lb/po	107
Figure IV-24 : Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz au point primitif à 1000tr/min & 88lb/po	107
Figure IV-25 : Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz à la fin de contact théorique à 1000tr/min & 88lb/po	108
Figure IV-26 : Variation de la température instantanée TF2 en fonction du temps selon la largeur de contact de Hertz : (en 5 points : -B; -B/2 ; 0 ;B/2 ; B) $V=1000\text{tr/min}$; $W_0=88\text{lb/po}$; $u=0.3$	109

Figure IV-27 : Variation de la température instantanée TF2 en fonction du temps selon la largeur de contact de Hertz : (en 5 points : -B; -B/2 ; 0 ;B/2 ; B) V=1000tr/min; Wo=109lb/po; u=0.3	110
Figure IV-28 : Comparaison de Maximum de TF2 (°F) en variant la vitesse et la charge normale unitaire	112

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II-1 : Coefficient du modèle de Hachmann et Strickle.....	31
Tableau II-2 : Vérifications pour les bris thermiques de surface et généralisé	37
Tableau III-1 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=500\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	53
Tableau IV-1 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=500\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$:	70
Tableau IV-2 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	72
Tableau IV-3 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1500\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	73
Tableau IV-4 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=53\text{lb/po}$	75
Tableau IV-5 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	77
Tableau IV-6 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $P=5$	79
Tableau IV-7 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $P=12$:	80
Tableau IV-8 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $\Theta=14.5$	82
Tableau IV-9 La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $\Theta=25$	84
Tableau IV-10 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,35$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	87
Tableau IV-11 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,4$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	88
Tableau IV-12 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,45$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	90
Tableau IV-13 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,5$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$	91
Tableau IV-14 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=30$	94
Tableau IV-15 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=35$:	96
Tableau IV-16 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=40$	97
Tableau IV-17 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=50$	99

Chapitre-I : Introduction

I.1. Introduction aux engrenages

Les engrenages ont été découverts par des mécaniciens grecs aux Ve et IVe siècles av. J.-C, mais leur application restait très limitée à cette époque à l'utilisation des systèmes de poulies et cordes dans la construction. Au cours du Moyen Âge, le recours aux engrenages s'est amplifié dans les moulins à eau et à vent ainsi que dans d'autres utilisations comme les roues hydrauliques et les systèmes de direction des ailes. Les premiers engrenages étaient fabriqués avec des barreaux de bois insérés par force dans des alésages dans le pourtour d'un tambour en bois. À la fin du Moyen Âge, la fabrication des engrenages de type lanterne a été l'œuvre des artisans dans le but de la transmission de puissance. Grâce aux ingénieurs italiens au XVe siècle, comme Francesco di Giorgio ou Léonard de Vinci, les premiers engrenages complexes en bois sont apparus. L'engrenage métallique, plus précis et plus facilement utilisable, se généralise d'abord au XVIIe siècle dans la petite mécanique et l'horlogerie [1]. Les engrenages sont couramment utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement dans presque chaque machine. Le mode de transmission de mouvement par engrenage offre une meilleure transmission par rapport aux autres modes de transmission tels que les entraînements à courroie, à câble et à chaîne causés par le glissement faible entre les dents de l'engrenage. De nos jours, la fabrication d'articles en plastique a ainsi augmenté considérablement au cours des 65 dernières années, passant

d'environ 0,5 million de tonnes en 1950 à plus de 335 millions de tonnes en 2016 (Europe plastique 2017). Uniquement en Europe, l'industrie du plastique affiche un chiffre d'affaires supérieur à 350 millions d'euros et elle emploie 1,5 million de personnes (Europe plastique 2017). Presque tous les aspects de la vie quotidienne impliquent des plastiques comme les transports, les télécommunications ou encore la fabrication des chaussures. Il est possible de les retrouver sous forme de matériaux d'emballage qui facilitent le transport d'une gamme étendue de produits alimentaires, de boissons et d'autres produits. Il existe un potentiel considérable pour de nouvelles applications de matières plastiques qui apporteront des avantages à l'avenir. L'industrie des engrenages fait partie aussi de cet usage intensif des plastiques. Les engrenages en polymère ont notamment été capables de remplacer les engrenages métalliques principalement dans des conditions de faible charge pour plusieurs raisons : une capacité à fonctionner sans lubrification à la graisse ou à l'huile, un faible coût de production, une faible densité, un faible bruit de fonctionnement et une capacité d'amortissement interne, etc. Cependant, ils présentent aussi plusieurs inconvénients dont leur faible performance dans le fonctionnement à des charges relativement élevées, la complexité de leur comportement thermomécanique, l'absorption de l'humidité ainsi que leur hyper comportement viscoélastique. Ces caractéristiques constituent des facteurs limitant la conception d'engrenages en plastique. Ainsi, c'est pour cette raison que dans la pratique, seulement les plastiques très performants et présentant d'excellentes caractéristiques mécaniques sont utilisés dans l'industrie. Ils sont communément appelés « plastiques d'ingénierie » comme le nylon et l'acétal. La plupart des polymères utilisés dans la conception des engrenages sont en thermoplastiques. Les thermoplastiques sont constitués de longues chaînes moléculaires non réticulées entre elles.

Leurs propriétés mécaniques sont fortement influencées par la température. Les thermoplastiques peuvent être totalement amorphes ou semi-cristallins. Dans le cas des thermoplastiques semi-cristallins, pour une température comprise entre la température de transition vitreuse notée T_g et la température de fusion des cristallites, la phase amorphe est molle alors que la phase cristalline demeure rigide. Cette matière a donc un comportement intermédiaire entre le comportement d'un amorphe visqueux et d'un élastomère. Elle est donc relativement ductile et rigide. En raison de ces propriétés, les polymères semi-cristallins sont donc particulièrement appropriés pour le domaine des engrenages plastiques, où ils peuvent être utilisés sur une large plage de températures [2].

L'utilisation des engrenages en plastique pour la transmission de mouvement est en croissance. Cependant, le cadre théorique et la science des engrenages métalliques ne se transposent pas facilement aux matériaux thermoplastiques. Les bris dits thermiques s'ajoutent aux bris que rencontrent les engrenages en métal. Ces caractéristiques constituent des facteurs limitatifs dans la conception d'engrenages en plastique.

À cause de l'épuisement des ressources pétrolières et des problèmes environnementaux, l'industrie des plastiques a eu recours à d'autres alternatives comme le recyclage, dont 8,4 millions tonnes de plastique ont été collectés en 2016 (Europe plastique 2017). La fabrication des engrenages en plastique a été concernée par cette nouvelle orientation. Cette dernière a connu une utilisation croissante des fibres naturelles comme renfort dans les matériaux composites. Dans le but d'optimiser et d'améliorer l'utilisation des engrenages en plastique dans la transmission du mouvement, plusieurs recherches ont été faites pour remplacer les plastiques d'ingénierie par d'autres matériaux dérivés du plastique qui sont plus économiques et beaucoup plus écologiques. Cette perspective a

permis de s'orienter vers les composites en tant qu'un nouvel axe de recherche, en particulier, les plastiques de base plus écologique renforcés avec des fibres à base naturelle. Ceci est nouveau par rapport à l'utilisation des fibres synthétiques dans le cas des composites ordinaires. En raison de ses nombreux avantages, l'utilisation industrielle des matériaux bio polymères est toujours en croissance, ce qui pousse les chercheurs à se pencher sur la détermination des caractéristiques mécaniques de ces matériaux qui donnent la possibilité d'avoir de nouveaux matériaux sur mesure. Ce mémoire cherche à trouver une solution plus adaptée sur le plan environnemental et différente des autres plastiques ordinaires comme l'Acétal et le Nylon pour la fabrication des engrenages. L'approche proposée consiste à utiliser un composite écologique caractérisé par une matrice plastique de base plus écologique renforcée avec des fibres aussi écologiques tout en ayant des propriétés mécaniques comparables à celles des plastiques d'ingénierie.

1.2. La température instantanée de surface dans l'histoire

La température instantanée de surface est au berceau de l'ingénierie, et ce, dès que l'homme s'est intéressé à la maîtrise de la chaleur. En effet, quand l'homme a inventé l'art de faire du feu en frottant deux bâtons de bois ensemble, il a fait un usage intelligent et étendu des températures éclair. En frottant les deux bâtons à un certain point à plusieurs reprises, il sera progressivement converti en un point chaud qui, en raison de l'accès de l'air, finira par prendre feu. Cet exemple préhistorique sert à illustrer le concept et la nature des températures instantanées de surface. Dans le cas des engrenages, la chaleur générée par le frottement grâce à une action de glissement dans la zone de contact entre deux surfaces de dents est amenée à jouer le rôle de source de chaleur. Ainsi, la zone de contact subit une élévation de température qui se superposera localement à la température plus ou moins

uniforme que ces corps présentaient initialement en masse. Ce n'est qu'au cours des dernières décennies que les températures instantanées de surface sont devenues un facteur reconnu qui limite la performance. Ceci affecte donc la conception ainsi que les composants de frottement des machines qui incluent les outils de coupe et de formage. La température instantanée de surface des engrenages plastique représente donc un paramètre très important dans le design de ces engrenages surtout dans cette recherche puisqu'un nouveau type de composite de fibres naturelles est utilisé [22].

I.3. Problématique

Au cours de ces dernières décennies, les plastiques et les composites ayant une matrice plastique sont énormément utilisés dans la fabrication des pièces de divers secteurs industriels tels que l'aéronautique, l'automobile, mais surtout dans les appareils de bureautique et les électroménagers. Le choix de ces matériaux est dicté par leurs multiples caractéristiques propres qui leur procurent un avantage par rapport aux matériaux conventionnels tels que les métaux. Malgré leurs multiples avantages, l'usage intensif des matériaux en plastiques et composites pose des problèmes de développement durable notamment à cause de l'épuisement des ressources pétrolières non renouvelables et de la pollution engendrée.

Il est bien évident que l'usage intensif de ces matériaux cause des problèmes additionnels pour la santé humaine et pour l'environnement. Malgré tout, l'usage des plastiques ne cesse de croître comme montre la Figure I-1 (Europe plastique 2017). L'unique exception à cette tendance se situe aux alentours de l'année 2008, lors de la crise financière internationale. En excluant cette exception, tous les secteurs de fabrication du plastique sont en croissance continue jusqu'à aujourd'hui.

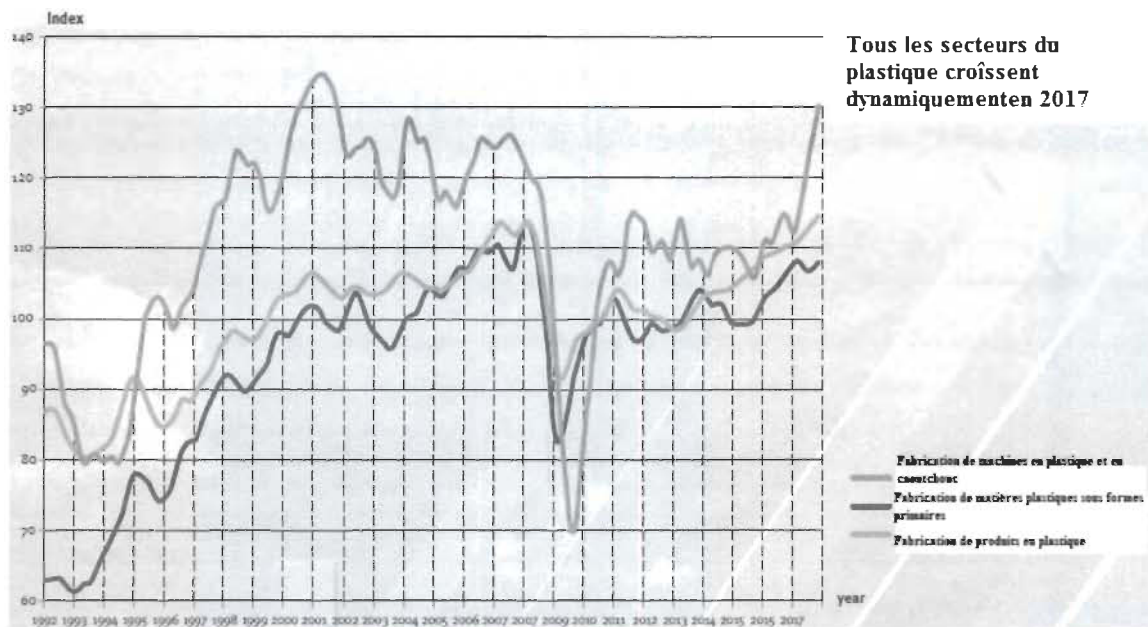


Figure I-1 : Diverses utilisations du plastique par secteur entre 1992 et 2017

Dans le cas des engrenages, une analyse a été faite par le Groupe Freedonia (International Business Research Company) [3]. Celle-ci a montré que les applications d'engrenages en plastique ont augmenté de 83 % entre 2003 et 2014. Cette augmentation correspond à 1300 M\$ en 2013 contre 710 M\$ en 2003. Il est à noter que ces chiffres continueront d'augmenter de nos jours parallèlement avec l'augmentation de la fabrication mondiale des plastiques. De plus, les thermoplastiques industriels largement utilisés dans la fabrication des engrenages sont chers étant donné la hausse du prix du pétrole et son caractère non renouvelable. En outre, ils engendrent une pollution non négligeable à cause de leur caractère non dégradabile. L'alternative proposée dans ce projet consiste à utiliser un bio composite (CFN). Il s'agit de polyéthylène à haute densité (HDPE) renforcé avec des fibres naturelles d'origine papetière (fibres de bouleau) pour élaborer des engrenages. Les caractéristiques mécaniques de ces engrenages sont détaillées dans l'annexe D.

Le problème majeur rencontré dans les engrenages en métal est celui des bris, tels que le bris par fatigue de flexion à la racine de la dent, le bris par fatigue de contact sur le flanc de la dent et l'usure excessive. À cela s'ajoute le bris thermique, qui se manifeste d'une manière spécifique dans les engrenages en plastiques et composites (à fibres de carbone ou de verre) [4]. Ce dernier problème pourrait aussi affecter les engrenages en thermoplastique de fibres naturelles, puisque la matrice (matière de base) demeure le thermoplastique. Le bris thermique exclusif aux engrenages plastique est présenté selon deux formes :

- ✓ **Le bris thermique généralisé** : Il s'agit d'un ramollissement de toute la dent qui cause la perte des propriétés mécaniques sous l'effet de la chaleur d'hystérésis et de frottement.
- ✓ **Le bris thermique de surface** : Il consiste en un ramollissement localisé du profil de la dent sous l'effet d'une température excessive entraînant la fusion du matériau, l'arrachement de matière et la détérioration du profil [5].

Les engrenages jouent un rôle majeur dans de nombreux systèmes de transmission de puissance. Leur détérioration éventuelle peut finalement être engendrée par la défaillance d'un grand nombre de machines modernes (imprimantes, pièces automobiles, électroménagers, etc.). Ainsi, l'utilisation d'un nouveau matériau dans ce domaine doit se faire de manière judicieuse. À l'échelle industrielles, l'estimation des défaillances est importante pour la planification de l'entretien et pour réduire les temps d'arrêt ainsi que le coût. Par conséquent, avant l'implémentation et la présentation au marché de ce type d'engrenages biocomposites plastiques, il est primordial d'étudier leur comportement thermique. Par analogie avec les engrenages en plastique industriels, la chaleur produite au cours d'engrènement par frottement (sur la surface des dents) et par hystérésis (dans le

cœur de la dent) provoque des élévations instantanées importantes des températures dans certaines régions. Ce phénomène est la cause de la dégradation thermique qui est exclusive aux engrenages en plastique et est empirée par la faible conductivité thermique caractéristique de ces matériaux (Koffi 1988, Mao 2007).

La température instantanée de surface des engrenages de ce nouveau composite de fibres naturelles (CFN) n'a pas encore été étudiée ainsi que l'effet des paramètres tribologiques sur cette température.

I.4. Objectifs

Cette étude se propose donc de donner un modèle de calcul numérique définissant le comportement thermique des surfaces des engrenages en composites de fibres naturelles. En se servant d'un modèle de calcul des différences finies (Koffi, 1987) et un calcul de température d'équilibre (Mijiyawa, 2017), ce travail offre un outil de calcul pour la prédiction de la température instantanée des engrenages (Polyéthylène/bois). Le but recherché est l'élaboration d'une boîte à outils qui pourrait être utilisée conjointement avec les travaux antérieurs sur la température d'équilibre. Ceci permettrait à l'ingénieur de prévoir avec précision le comportement des engrenages en fonctionnement, mais surtout d'être en mesure de faire la prédiction de bris thermique de surface aussi bien que de bris thermique généralisé. Ce travail représentera un pilier de base dans la définition de l'endommagement thermique des engrenages en composite de fibres naturelles.

En plus de déterminer un modèle théorique qui modélise la température instantanée de surface des engrenages, ce projet a comme objectifs secondaires :

- ✓ Étudier l'influence de la valeur de chaque paramètre de fonctionnement et de performances tribologiques sur la distribution de température instantanée
- ✓ Simuler la température instantanée de surface pour plusieurs pourcentages de fibres, en calculant le module élastique du composite E_C , ainsi que pour plusieurs valeurs de coefficient de frottement obtenus par des essais tribologiques réels.
- ✓ Définir la variation de la température instantanée de surface sur la largeur de contact de Hertz.

I.5. Composition du mémoire

Après avoir exposé la mise en contexte, la présentation de la problématique du travail ainsi que les objectifs généraux et secondaires de ce mémoire dans le chapitre I, l'organisation du travail se présente comme suit :

Le Chapitre II portera sur la revue de la littérature. Dans la première partie, des travaux sur les engrenages en plastique en général seront présentés. Après, on s'intéressera aux travaux sur les engrenages en composites et les différents modèles de calcul de la température instantanée de surface dans la littérature. On exposera à la fin de ce chapitre un résumé des lectures ainsi qu'une partie de critique de la littérature et on montrera l'originalité de ce travail.

Dans le chapitre III, on expliquera la méthodologie suivie au cours de ce travail. On décrira la méthode de calcul ainsi que les différentes parties du corps du programme qui s'intéressent à calculer la température instantanée de surface.

Le chapitre IV est le fruit de ce travail, il représentera les résultats de ce mémoire qui sera une importante contribution au domaine des engrenages en CFN. Le modèle utilisé dans le calcul de la distribution de la température instantanée de surface a été utilisé pour des engrenages en plastique (nylon et acétal) et les résultats ont été déjà validés par des essais expérimentaux (Koffi, 1987).

On présente dans le chapitre IV les résultats de simulation présentés sous forme de série de courbes et de tableaux.

Finalement, le chapitre V présente la conclusion du mémoire dont on montrera la conclusion générale du travail de recherche ainsi que les limitations et les perspectives.

Chapitre-II : Revue de la littérature

II.1. Introduction

Une augmentation de la demande pour les engrenages en plastique industriels a entraîné une utilisation accrue des composites à matrice de plastique, en particulier les plastiques renforcés avec des fibres de carbone ou de verre pour la fabrication des engrenages plastiques, dans le but d'améliorer leur résistance mécanique et thermique. Néanmoins, la production de grandes quantités de ces composites renforcés de fibres synthétiques constitue une menace sérieuse pour l'environnement [6].

Par conséquent, les chercheurs ont examiné la possibilité d'utiliser des charges naturelles comme renforcement dans la fabrication d'engrenages en composites. En effet, contrairement aux fibres synthétiques comme le carbone et les fibres de verre, l'utilisation de fibres naturelles est reconnue en raison de l'impact positif sur l'environnement par rapport à la disponibilité finale. Ceci est sans parler du fait que les prix des matières premières utilisées pour la fabrication des plastiques sont en hausse. De plus, les fibres naturelles présentent des avantages tels qu'un faible coût, un poids léger, une facilité d'utilisation, un rapport résistance/poids élevé et aussi une moindre usure dans les machines de traitement [7-8].

La décennie précédente a été marquée par un développement dans la tribologie des composites polymériques renforcés de fibres naturelles. Des recherches intensives ont été menées sur les fibres synthétiques et naturelles. La figure II-1 illustre une comparaison du nombre d'articles publiés sur des travaux de recherche en tribologie de fibres synthétiques par rapport à ceux portant sur les fibres naturelles au cours de la dernière décennie. Cela

indique l'intérêt croissant de la recherche mondiale sur le comportement tribologique des fibres naturelles [9].

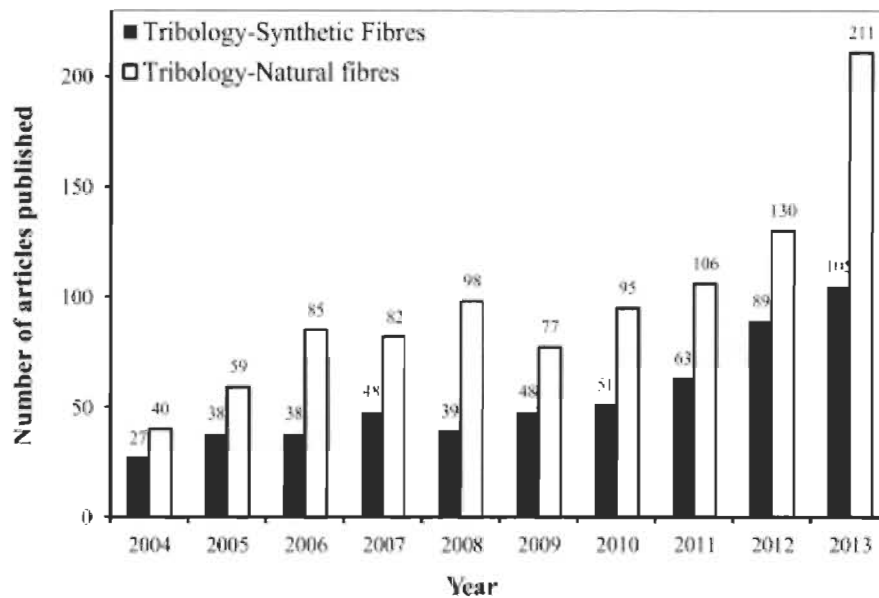


Figure II-1 : Comparaison du nombre d'articles publiés à propos des fibres naturelles par rapport à ceux portant sur les fibres synthétiques de 2004 à 2013.

II.2. Les fibres naturelles

Les fibres naturelles sont utilisées depuis 3000 ans dans les composites. Par exemple, dans l'ancienne Égypte, la paille et l'argile étaient mélangées pour construire des murs [10]. Le mot « naturel » implique une substance particulière qui existe naturellement et qui est non artificielle. Le mot « fibre » est défini comme une structure en forme de fil qui a un rapport d'aspect élevé. Les fibres naturelles peuvent être classées en trois catégories principales : les fibres végétales, les fibres animales et les fibres minérales [9].

On peut classer les fibres naturelles selon les trois grandes familles représentées par la figure suivante :

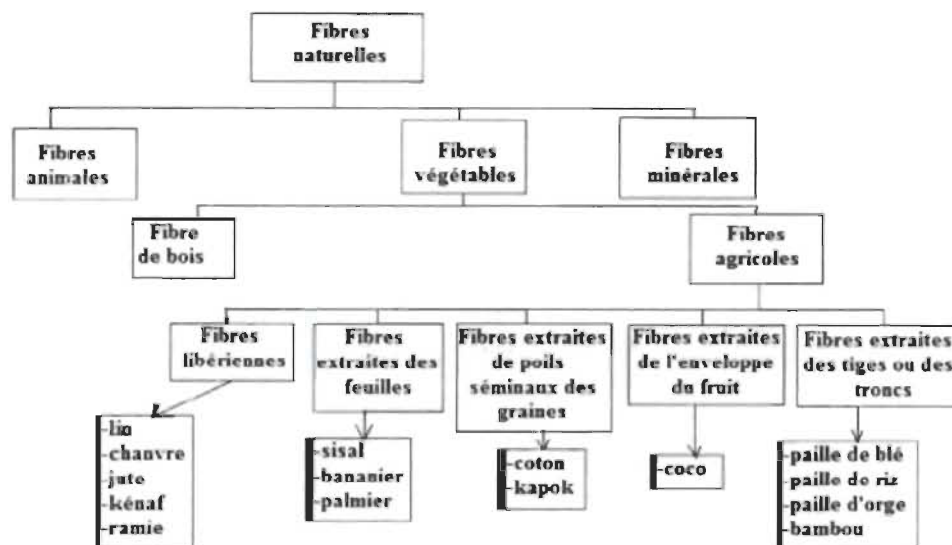


Figure II-2 : Types de fibres naturelles

II.2.1. Présentation des composites en polymère de fibres naturelles (NFPCs)

Les composites en polymères de fibres naturelles (NFPCs) sont un matériau composite constitué d'une matrice polymère incorporant des fibres naturelles à haute résistance comme le jute, le palmier à huile, le sisal, le kénaf, le lin, etc [14].

Les propriétés du composite de fibres naturelles diffèrent selon les études d'une fibre à une autre en raison des différents types de sources et de conditions d'humidité. La performance des NFPCs repose sur certains facteurs, tels que : l'orientation des fibres, leur résistance, leur propriétés physiques, leur propriété d'adhésion interfaciale, etc [14]. La force de liaison entre la fibre et la matrice polymère dans le composite représente un facteur majeur permettant d'obtenir des propriétés supérieures de composites en renforçant les fibres. La présence de groupes hydroxyles polaires dans la fibre développe une capacité d'absorption extrêmement élevée dans la fibre, ce qui entraîne une faible liaison interfaciale entre la fibre et les polymères de la matrice hydrophobe. Pour développer des composites ayant de

bonnes propriétés mécaniques, une modification chimique de la fibre est effectuée pour réduire le comportement hydrophile des fibres et l'absorption de l'humidité [15, 16].

Le travail réalisé par Mohamed, L. et al. (2015) représente une bibliographie riche pour les chercheurs qui utilisent les composites polymères en raison de leur nature écologique et de leur durabilité. En effet, cet article fournit une revue complète et bien détaillée sur les variétés des composites en polymères renforcés par des fibres naturelles (NFPCs) les plus utilisées dans la littérature ainsi que sur leurs applications. Cette recherche résume les différents traitements de surface appliqués aux fibres naturelles et leurs effets sur les propriétés des NFPCs. Les propriétés du composite varient selon leur type de fibre et leur origine. Cet article met en évidence les effets de divers traitements chimiques sur les propriétés mécaniques et thermiques des renforts de fibres naturelles, des composites thermodurcissables ainsi que des composites thermoplastiques. Les composites polymères renforcés par des fibres naturelles ont des propriétés avantageuses telles qu'une faible densité, un moindre coût et une solidité réduite par rapport aux produits composites synthétiques. L'utilisation de ce matériau dans des applications commerciales telles que l'industrie automobile, les bâtiments et la construction comporte ainsi plusieurs avantages. À travers cette étude, les auteurs ont montré que l'utilisation de fibres naturelles comme renfort pour les composites polymères introduit un effet positif sur le comportement mécanique des polymères. Cet article évalue les caractéristiques et les propriétés des composites polymères renforcés par des fibres naturelles : mécaniques, thermiques, tribologiques, absorption d'énergie, absorption d'humidité, biodégradabilité et ignifugation. De plus, le comportement viscoélastique et le comportement de relaxation des NFPCs sont étudiés. Comme il a été indiqué, cet article constitue un outil utile aux

chercheurs pour se familiariser avec les composites à fibres naturelles et leurs utilisations dans plusieurs domaines.

Étant donné que chaque matériau a des propriétés d'usure et de friction qui se dégradent dans le temps, les caractéristiques tribologiques sont importantes à considérer lors du développement ou l'optimisation d'une NFC. Dans le même cadre que les substituants verts pour les applications d'ingénierie, plus précisément les composites à fibres naturelles, un autre article de revue présenté par Nirmal, U. et al. (2015) est fréquemment cité. Ce travail traite essentiellement les différentes sources des fibres naturelles, leurs avantages de fibres naturelles ainsi que différents essais tribologiques. La mesure des performances tribologiques a été classée selon chaque fibre naturelle, d'où la pertinence de ce travail. En effet, il permet aux chercheurs d'avoir un aperçu des travaux existants dans la littérature selon la fibre utilisée [9].

II.2.2. Les composites en plastique à fibres de bois (WPC)

Depuis environ une trentaine d'années, les composites en plastique à fibres de bois (WPC) sont devenus très populaires en tant que matériaux éco-composites. L'utilisation élevée des WPC dans les éco-composites innovants peut s'expliquer par leur coût moindre, leur densité relativement faible ainsi que par leur disponibilité pratiquement illimitée de ressources renouvelables et de matériaux recyclés. Ils se caractérisent aussi par une bonne stabilité thermique et par une biodégradabilité élevée. Par conséquent, l'utilisation de WPC augmente continuellement, et ceci est notable au niveau mondial [11].

Par ailleurs, BCC Research s'est intéressé à l'aspect de la quantité volumique dans le marché mondial. La figure II-3 illustre les applications de composites bois-plastiques

(WPC), de matières plastiques cellulosiques et de composites de fibres naturelles. Elle était estimée à environ 2,4 millions de tonnes en 2011. En 2016, la hausse de ce volume est estimée à près de 4,6 millions de tonnes avec un taux de croissance annuel composé de 13,8 % sur une période de cinq ans [18].

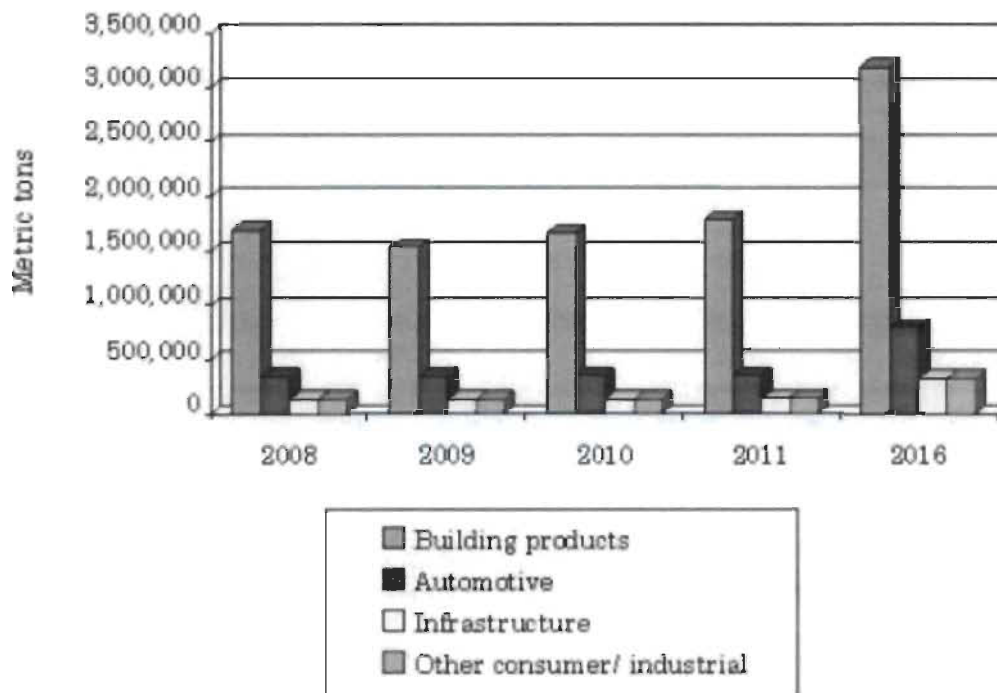


Figure II-3 : Application des WPC

Dans le cadre de ce mémoire, les fibres de bois font l'objet de cette recherche, en particulier les fibres de bouleau.

II.2.3. Les composites à fibres de bouleau et leurs applications aux engrenages

Au Canada, les forêts occupent 45 % du territoire, ce qui représente 417,6 millions d'hectares de la zone continentale canadienne sur 921,5 millions d'hectares. Les forêts s'étendent de l'Atlantique au Pacifique et vers le nord jusqu'à la limite de la frontière

forestière de l'Arctique [10]. Le bouleau jaune est un des plus gros feuillus croissant au Québec. Cet arbre atteint généralement 18 à 24 m de hauteur et 40 à 60 cm de diamètre, mais peut atteindre une hauteur de 30 m et un diamètre de 120 cm. Le bouleau jaune croît dans les zones de l'érablière à sucre et de la sapinière à bouleau jaune sur des limons de toutes profondeurs, dans des taux d'humidité différents, dans toutes les situations topographiques et sur des pentes de toutes inclinaisons [13].

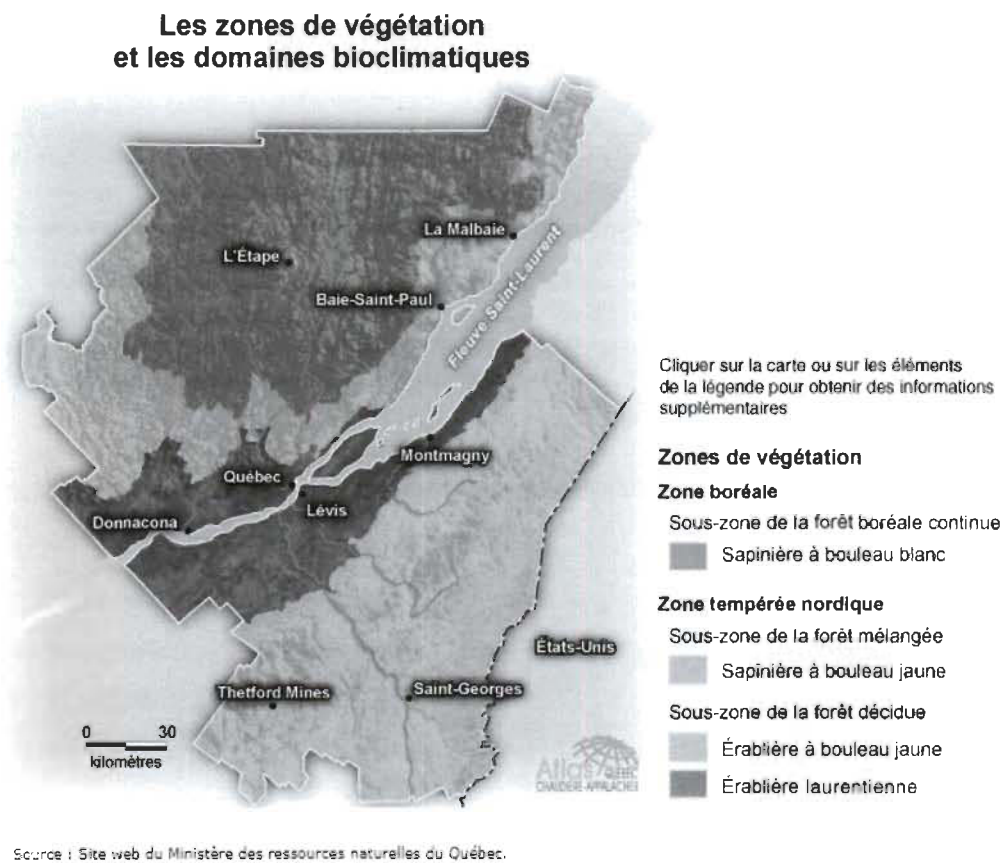


Figure II-4 : La répartition du bouleau au Québec

Des résidus provenant de production de bois de bouleau (plywood sanding dust (PSD)) ont été utilisés avec succès (sans fabrication supplémentaire) pour la production de WPC. En raison des propriétés améliorées, ils pourraient être compétitifs avec les matériaux WPC présents actuellement. La concentration optimale de fibres PSD dans le polyéthylène à

haute densité (HDPE) pourrait être de 50 % en poids. Les additions de PSD dans le HDPE donnent une augmentation du module de traction et de flexion du composite de 2,5 à 3 fois et une microdureté 2 fois plus élevée. La modification de ce composite avec l'agent de couplage (MAPE) (teneur optimale en MAPE d'environ 3 % en poids) améliore significativement d'environ 20 à 40 % toutes les propriétés mécaniques et rhéologiques (indice de fluidité) étudiées, c'est-à-dire la résistance à la traction, la résistance à la flexion, la résistance à l'impact et la microdureté. La quantité d'eau absorbée par les échantillons a diminué de moitié pour l'addition de 5 % du MAPE. C'est la raison pour laquelle l'adhérence entre les fibres de bois modifiées et le HDPE s'est améliorée. Les études de microscopie électronique à balayage (SEM) ont confirmé cette hypothèse et ont montré l'influence positive de MAPE sur le renforcement des WPC étudiés en raison de l'amélioration de toutes les propriétés [11].

Mijiyawa, F et al. (2015) [17], ont développé deux types de composite de bois : le premier est composé de polypropylène renforcé avec des fibres de tremble et le deuxième est constitué de polypropylène renforcé avec des fibres de bouleau. Ce travail avait pour objectif d'identifier les caractéristiques mécaniques de ces matériaux ainsi que de les comparer avec les thermoplastiques existants dans le but de les exploiter dans la fabrication des engrenages. Les résultats montrent que l'utilisation d'un agent de couplage MAPP donne une meilleure adhérence entre les fibres et la matrice ainsi qu'une augmentation de la résistance à la traction. La performance mécanique montrée dans cette étude en ce qui concerne les nouveaux composites présente une meilleure résistance en traction ainsi qu'un meilleur module élastique en les comparant avec les thermoplastiques couramment utilisés. On peut donc conclure que les WPCs testés sont plus économiques pour des applications

similaires. En effet, l'utilité des WPCs dans l'industrie se manifeste notamment dans le domaine automobile et dans plusieurs autres, car la densité des renforts naturels est relativement faible. L'utilisation de ce matériau reste encore fortement destinée à l'usage interne à cause de leur faible résistance au choc et à l'humidité, cependant le WPC ne coûte pas trop cher, car il permet d'utiliser les déchets de fibres de bois. Les fibres de bois sont toujours utilisées avec des longueurs courtes, ce qui facilite la mise en œuvre, car elles se répartissent de façon isotrope [17].

Une autre étude a été faite par Bravo, A. et al. (2013) dans le but de fabriquer un matériau bio composite en utilisant des fibres de bois (bouleau) mélangés avec une matrice thermoplastique de polypropylène. Le protocole de fabrication utilisé dans ce travail démontre une excellente reproductibilité de mesure avec un faible écart-type. On a eu recours à l'émission acoustique (EA) pour évaluer les dommages dans le matériau bio composite comme la décohésion et le frottement fibre/matrice [21].

En 2015, les mêmes auteurs ont étudié l'endommagement des engrenages en plastique. Cette étude a eu recours à une simulation de l'engrènement pour dimensionner de façon précise les engrenages dans le but d'identifier la détérioration de l'engrenage dans le temps jusqu'à la défaillance finale. Cette étude met en valeur l'importance de considérer l'extension du contact réel, car dans l'opération de l'engrènement réel, le contact est plus grand que la valeur théorique, ce qui entraîne une grande répartition de charge. Donc, il est possible de conclure qu'à chaque fois que la force transmise par l'engrenage augmente, elle sera accompagnée par une élévation de température ainsi que par la tendance à s'endommager en raison de la fatigue des racines des dents [47].

Le phénomène de la fatigue des composites de fibres naturelles a été étudié par Mejri, M. et al. (2017). En effet, cette étude s'intéresse aux propriétés mécaniques et au comportement de fatigue du bio composite avec une matrice du polyéthylène (PE) renforcé de fibres courtes de bouleau (SBF) à 40 %. Les auteurs ont réalisé des tests comparatifs entre ce bio composite et d'autres matériaux plastiques comme le nylon 66, le nylon 11 et le PEHD pur. Ces tests affirment que le bio composite montre un module de traction et de flexion supérieure à ces matériaux plastiques. Le comportement de fatigue du bio composite montre que, quelle que soit la fréquence appliquée, la résistance à la fatigue aux cycles élevés est toujours atteinte à un niveau de déformation de 0,91 %. Après avoir évalué l'évolution du comportement de fatigue, une analyse statistique de Weibull a été réalisée. Cette analyse permet de conclure que le comportement de fatigue du polyéthylène renforcé avec 40 % en poids de SBF suit parfaitement la distribution de Weibull à 2 paramètres. Cette distribution est couramment utilisée pour décrire la probabilité cumulée de défaillance [20].

L'application du composite en polymère renforcé par des fibres naturelles de bouleau aux engrenages était encore mise en lumière par le travail de Bravo, A., Toubal, L et al. (2017). Dans cet article, les auteurs ont recours à de nouveaux ensembles écologiques d'engrenages pour le remplacement des engrenages en plastique non écologique traditionnels. Il a été possible de comparer le comportement de ces engrenages en termes de fatigue et de température de fonctionnement avec des matériaux couramment utilisés pour des applications similaires. Cette étude a été novatrice dans le domaine puisque c'est la première fois que de tels engrenages composites en plastique entièrement écologiques ont été testés. Les tests enregistrent l'évolution de la fatigue et de la température dans le temps

dans différentes conditions de fonctionnement. De plus, l'émission acoustique est utilisée pour évaluer l'évolution des fissures de fatigue. Les résultats indiquent que les engrenages entièrement écologiques sont réalisables et offrent une alternative intéressante aux matériaux traditionnels, tels que les plastiques techniques, et ce à un coût compétitif.

II.3. Comportement thermique des engrenages en thermoplastique

En se référant aux engrenages en acier, la chaleur générée est dissipée la plupart du temps par le lubrifiant. Dans le cas contraire d'engrenages en thermoplastique, qui fonctionnent en général sans lubrifiant et ont une mauvaise conduction thermique, la chaleur se dissipe moins facilement et provoque une élévation assez importante de la température de fonctionnement. Ce phénomène spécial aux engrenages en plastique est appelé l'endommagement thermique. Par conséquent, on aura une augmentation plus rapide de l'usure des dentures et de l'engrenage jusqu'à la rupture sous les plus hautes sollicitations.

II.3.1. Températures caractéristiques

La température caractéristique est une température de référence qui illustre un phénomène physique réel. Il est possible de citer l'exemple de la valeur la plus élevée de la température de surface qui permet de caractériser le phénomène de grippage. Il est possible aussi d'identifier un concept mathématique comme la valeur moyenne de la température du corps de la dent d'engrenage qui n'existe que sur un plan purement conceptuel [10].

Les différentes températures caractéristiques rencontrées dans les engrenages ont été définies par Koffi (1987) de la manière suivante :

La température éclair ou de pointe T_f : Elle est connue aussi sous l'appellation anglaise « **Flash Temperature** » qui représente la valeur la plus élevée de la température instantanée de surface (T_s) sur la largeur de contact de Hertz (2b).

La température de surface maximale (Tmax) : Elle correspond à la valeur la plus élevée de la température éclair (Tf) sur le profil chargé de la dent au cours de l'engrènement et s'exprime par la relation suivante : **Tmax = max(Tf)**. Cette température permet de prévoir les cas de grippage en tenant compte des conditions de fonctionnement de la dent.

La température d'équilibre (Tbi) : Elle désigne la valeur de la température en tout point de la dent, tant dans le corps que sur la surface et dans les trois dimensions lorsque le calcul de la distribution de température est effectué à un régime permanent.

L'intégration de toutes les valeurs locales de Tbi en chaque point donne la valeur moyenne de Tbi, souvent désignée Tb et plus connue sous son appellation anglaise « **Bulk Temperature** ». L'expression de la température moyenne à partir des valeurs de températures locales est la suivante :
$$T_b = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_{bi} \quad (\text{II.1})$$

N désigne le nombre de points dont la température locale

Tbi rentre dans le calcul de la température moyenne.

La température d'équilibre moyenne Tb est souvent utilisée dans la conception des engrenages et elle permet d'évaluer les caractéristiques mécaniques telles que les modules de stockage E' et de perte E''. À partir de la température d'équilibre moyenne on peut identifier aussi les diverses résistances, le facteur de perte, de même que les propriétés physiques (chaleur massique, conductibilité thermique, masse volumique). On peut conclure que c'est une température qui fournit une présentation globale plutôt que de trouver une valeur de ces propriétés à chaque position de la dent en considérant Tbi, ce qui serait exténuant sinon impossible à réaliser.

Ainsi, la température en un point donné sur le profil d'un engrenage est exprimée par :

$$T = T_a + T_b + T_f \quad , \quad \text{avec } T_a = \text{température ambiante} \quad (\text{II.2})$$

II.3.2. Source d'échauffement

II.3.2.1. Échauffement dû au piégeage de l'air entre les dents

Le phénomène de l'échauffement dû au piégeage de l'air entre les dents a été étudié par Diab et al. (2005) [36] pour les engrenages en acier. Premièrement, durant la phase de l'engrènement, plus précisément lorsque la dent du pignon intercepte le cercle de tête de la roue menée jusqu'à ce que la dent remplisse presque complètement l'espace présent entre les dents, une fraction de l'air se trouve expulsée hors de la zone d'engrènement. Deuxièmement, pendant la phase où la dent du pignon libère progressivement le volume entre les deux dents de la roue, il y a un effet d'aspiration du fluide environnant qui est produit. En effet, c'est similaire au phénomène d'aspiration d'un système chemise-piston. L'air peut quitter la zone d'engrènement suivant la direction axiale ou radiale de la dent. La perte totale associée à ce phénomène correspond à l'énergie échangée avec le milieu ambiant pour les phases de compression et d'aspiration. Elle dépend des caractéristiques de l'air, de la géométrie, du milieu ambiant et des vitesses de rotation. La Figure II.-5 présente un schéma de principe du phénomène du piégeage de l'air entre les dents [35].

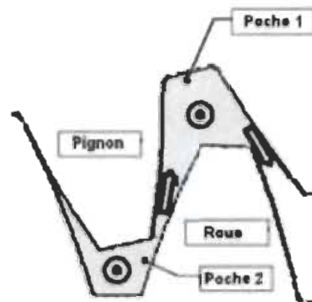


Figure II-5 Schéma du phénomène de piégeage de l'air entre les dents d'un engrenage en acier

II.3.2.2. Échauffement dû au frottement

Dans les engrenages, le frottement des dentures conduit à une source majeure de chaleur. Plusieurs paramètres peuvent l'influencer tels que la pression de contact ou la géométrie. Divers modèles thermiques ont été développés pour ce type d'échauffement, notamment le modèle de Koffi et al. [39] qui estime l'énergie créée par frottement :

$$E_{gf} = \mu * W_0 * \frac{W_i}{W_n} * \frac{1}{\cos \theta_f} * V_s * \Delta_s \quad (11.3)$$

Avec : μ = le coefficient de frottement

$\cos \theta_f$ = l'angle de pression

V_s = la vitesse de glissement

Δ_s = le déplacement du point de contact mesuré le long de la ligne d'action

W_0 = le chargement transmis par unité de surface et finalement $\frac{W_i}{W_n}$ le facteur de répartition

des charges [10-35].

II.3.2.3. Échauffement viscoélastique interne

Ce type d'échauffement est lié à l'énergie dissipée par frottement visqueux interne pendant la déformation d'un solide viscoélastique. La mesure caractéristique de l'amortissement ou du facteur de perte $\tan \delta$ est le ratio entre l'énergie dissipée par cycle et le maximum d'énergie élastique mise en jeu pendant le cycle. La quantité de chaleur interne développée par un polymère quand il est déformé (déformations à amplitude constante) peut être estimée par la relation suivante :

$$Q = \pi E'' \varepsilon_0 \quad (\text{II.4})$$

Avec : E'' = le module de perte

ε_0 = l'amplitude maximale de déformation pendant le cycle.

Un modèle a été développé par Koffi et al. (1985) [39] pour l'échauffement viscoélastique interne. Il intègre plusieurs propriétés des matériaux polymères comme le facteur de perte $\tan \delta$ et le module de stockage E' .

$$E_{gb} = \frac{\tan \delta}{\tan^2 \delta + 1} * \frac{\sigma_0^2}{4} * \frac{t \cdot \pi}{E' \cdot \cos \theta_f} * V_s * \Delta_s \quad (\text{II.5})$$

$\cos \theta_f$: l'angle de pression

t : l'épaisseur de la dent au rayon de base

σ_0 : la contrainte appliquée au rayon de base

V_s : la vitesse de glissement

Δ_s : le déplacement du point de contact mesuré le long de la ligne d'action

Une étude faite par Alhazov, D et al. (2013) montre la variation du module de stockage, du module de perte ainsi que de $\tan \delta$ en fonction de la température. La nanofibre utilisée est caractérisée par une température de transition vitreuse égale à 50 ° C [40].

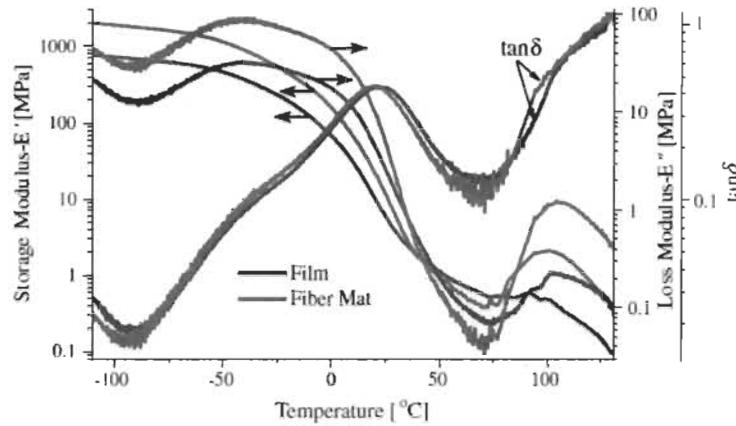


Figure II-6 La variation du module de stockage, du module de perte ainsi que de $\tan \delta$ en fonction de la température.

En outre, deux types de chaleur d'hystérésis doivent être distingués lors du fonctionnement des engrenages à cause de la nature des contraintes qui les engendrent, soit la chaleur d'hystérésis de flexion et la chaleur de contact.

II.3.2.3.1. Chaleur d'hystérésis de flexion

Afin de connaître la chaleur d'hystérésis de flexion, on doit déterminer la valeur maximale de la contrainte de flexion qui est obtenue à l'aide de l'équation de Lewis modifiée par Koffi et Yelle pour tenir compte de la répartition de la charge normale transmise [42] :

$$\sigma_{of} = \frac{W}{m.f.YK}, \text{ avec } YK = \frac{YB}{\left. \frac{W_i}{W} \right|_{\max}} \quad (\text{II.6})$$

Le terme YB représente le facteur de forme selon Buckingham. Ce facteur met en valeur le point d'application de la charge qui est au milieu de la dent, près du point primitif. [41]

II.3.2.3.2. Chaleur d'hystérésis de contact

La contrainte de flexion sera remplacée par la valeur maximale de la contrainte de Hertz σ_{oc} afin de déterminer la chaleur d'hystérésis de contact.

$$\sigma_{oc} = \frac{1}{b} \frac{W_i}{W} W_0 \quad (\text{II.7})$$

La demi-largeur de contact a pour expression :

$$b = \left[\frac{4W_o}{\pi} \left[\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right] \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right] \quad (\text{II.8})$$

$\nu_{1,2}$ Coefficient de Poisson des matériaux du pignon et de l'engrenage

$r_{1,2}$ Rayon de courbure locale des dents 1 et 2 au point de contact

$E_{1,2}$ Module d'élasticité

Si la position du point de contact est connue, la contrainte de contact a une valeur maximale à la surface de la dent et s'annule au centre de la dent. En effet, cette valeur maximale n'est pas fixe, elle change avec la position de contact de façon qu'au cours de la rotation de l'engrenage, chaque point subit cette valeur maximale une seule fois [41].

II.3.2.4. Répartition de la chaleur de frottement

Plusieurs facteurs affectent l'opération de répartition de chaleurs. On peut citer : la conductibilité thermique K , la masse volumique, la chaleur spécifique C , la vitesse absolue de surface de chacune des dents en points de contact et la T° des corps. Deux surfaces de dents en contact donnent naissance à une chaleur de frottement reprise par chacune des deux dents. Pour calculer l'évolution de température à travers la dent, on utilise la relation suivante :

$$E_n = \phi_1 E_f \quad (\text{II.9})$$

$\phi_1 + \phi_2 = 1$, le facteur de répartition de charge pour la dent 2 a pour expression :

$$\phi_2 = \frac{\sqrt{\rho_2 k_2 c_2 v_2}}{\sqrt{\rho_1 k_1 c_1 v_1} + \sqrt{\rho_2 k_2 c_2 v_2}} \quad (\text{II.10})$$

ρ Masse volumique du matériau

k Conductibilité thermique du matériau

c Chaleur spécifique du matériau

$V_{1,2}$ Vitesse absolue locale instantanée du point de contact sur les dents 1 et 2

Le calcul de la valeur de ϕ_2 exige la détermination des vitesses instantanées (V_1 , V_2). Celles-ci seront calculées en phase d'approche et de retrait pour un contact sur la ligne d'action ou à l'extérieur de cette dernière [42].

II.4. Modèles thermiques dans la littérature

II.4.1. Modèle de Hachmann and Strickle

Le modèle de Hachmann et Strickle [26] était un des premiers travaux qui traitaient en détail l'élévation de température dans les engrenages en polymère. Les auteurs adaptent le principe du fait que la chaleur générée par la friction est entièrement enlevée par la convection. En d'autres termes, elle est transformée par le transfert thermique grâce à l'air turbulent autour des engrenages. La théorie se base sur un bilan thermique (figure II-7), où sont pris en compte : la source de chaleur due à l'échauffement de friction Q_1 , les deux sources de déperdition par convection avec le milieu ambiant Q_2 ainsi que la convection entre le milieu ambiant et le carter Q_3 . Il est à noter que les déperditions par conduction sur les arbres ne sont pas prises en compte.

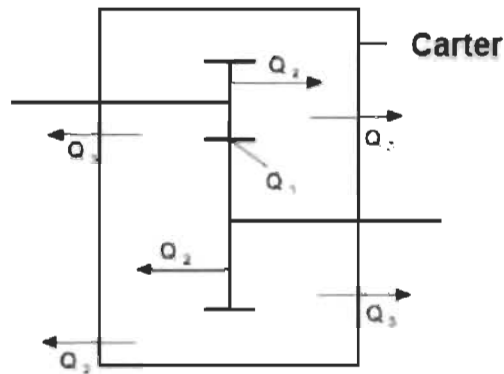


Figure II-7 : Le bilan thermique de système d'engrenage du modèle de Hachmann et Strickle

Q_1 est donné par l'équation (II.11). La chaleur générée est fonction du coefficient de frottement et des paramètres géométriques de l'engrenage.

$$Q_1 = 2.6 * P_2 * f_{12} * \frac{i_u + 1}{Z_1 + 5i_u} \quad (\text{II.11})$$

Q_1 = Perte de puissance

P_2 = Puissance apportée à l'engrenage

f_{12} = Coefficient de friction dynamique

$$i_u = Z_1 / Z_2 \quad (\text{II.12})$$

Q_2 correspond aux échanges thermiques par convection forcée avec le milieu ambiant.

L'équation II.13 est proportionnelle à la surface de l'engrenage.

$$Q_2 = A_1 * k * (T_{zi} - T_1) \quad (\text{II.13})$$

Q_2 = Perte de puissance

A_1 =Surface d'échange thermique de l'engrenage

T_{zi} = Coefficient de friction dynamique [$^{\circ}\text{C}$]

k = Coefficient de conduction thermique de l'engrenage

T_1 = Température ambiante (dans le carter).

A_1 est défini par l'équation II.14

$$A_1 = K_1 * m_1 * Z_i * b_i \quad (\text{II.14})$$

α_w correspond au coefficient de transfert thermique.

Les dentures sont considérées comme une surface de hauteur $m \cdot \pi$ recevant un flux d'air à la vitesse V_x .

$$\alpha_w = \frac{1}{20} * \frac{\lambda_L}{m_{12}} * \left[\frac{V_x * m_{12}}{a_k} \right]^{0.75} \quad (\text{II.15})$$

α_w = Coefficient de conduction thermique de l'engrenage

λ_L = Conductivité de l'air

V_x = Vitesse au diamètre de tête

a_k = diffusivité thermique de l'air.

L'équation finale obtenue avec le bilan énergétique $Q_1 = Q_2$, en absence de carter, a été recalée sur des mesures expérimentales. Le coefficient de recalage k_2 a été obtenu dans le cas d'engrenage PA6/PA6, acier/PA6 avec et sans lubrifiant (Module 6, $Z_1 = 21$, $Z_2 = 26$).

Les valeurs de k_2 sont données dans le Tableau II-1. En fonction de la valeur choisie, il est possible d'obtenir la température de volume (colonne 2) ou la température de surface de denture (colonne 3).

Tableau II-1 : Coefficient du modèle de Hachmann et Strickle

Couple	K ₂ pour le calcul de la température de volume	K ₂ pour le calcul de la température de contact
PA6/PA6 à sec	2,4	10
PA6/Acier à sec	1	7
Si V _x < 1 m/s	0	0
Lubrification à l'huile	0	0

Il est possible de prendre en compte l'effet transitoire de la montée en température à l'aide du facteur détaillé dans l'équation (II.16).

$$f_{ED} = 0.052 * \left[\frac{t_{ED}}{t'} \right]^{0.64} \quad (II.16)$$

f_{ED} = Facteur sans dimension pour prendre en compte le temps de fonctionnement

t_{ED} = Temps de fonctionnement

t' = Temps total d'observation [10]

En 1987, le modèle de Hachman et Strickle a été modifié et a été inclus dans la spécification des normes britanniques pour les engrenages non métalliques par l'institution britannique « British Standards Institution ».

II.4.2. Modèle de Blok

Le travail de Blok (1963) [22] propose l'équation II.17 pour prédire l'élévation de la température sur la surface de contact, en supposant que la théorie du contact de Hertz est

valable pour les conditions considérées. Dans le présent travail, peu importe si l'acier ou le polymère est utilisé, la théorie de Hertz est censée être valable pour toutes les conditions.

$$T_F = 1.11 \cdot \mu \cdot \frac{F_N}{b} \cdot \frac{|\sqrt{v_{r1}} - \sqrt{v_{r2}}|}{\sqrt{k \cdot \rho \cdot c_p \cdot a_h}} \quad (\text{II.17})$$

La température flash (T_f) provient de la dissipation de chaleur au niveau du contact qui résulte de la combinaison du frottement μ , du glissement $\sqrt{v_{r1}} - \sqrt{v_{r2}}$ ainsi que des caractéristiques géométriques de l'engrenage. On note que μ est le coefficient de frottement, F la force normale appliquée sur la dent, b la largeur de denture, V_{r1} la vitesse de glissement du pignon, V_{r2} la vitesse de glissement de la roue, K la conductivité thermique du matériau, c la chaleur spécifique du matériau, ρ la densité du matériau et a la moitié de la largeur de contact. En 1937, Blok [37] étudie le comportement thermique de deux solides en contact. En 1963, il établit un modèle simple qui estime la température flash d'une dent d'un engrenage soumise à une pression de contact de type Hertzienne [22]. Ce modèle sera ensuite repris et affiné par différents auteurs, dont Tobe et Kato (1974) [38], Hachman et al. (1968) [26] ainsi que Mao et al. (2007) [23-24] afin de prendre en compte le frottement comme source d'échauffement dans le comportement thermique des engrenages [35].

II.4.3. La contribution de K. Mao [23-24]

Une approximation numérique est adoptée par K. Mao (2007) en utilisant la méthode des différences finies. Les résultats sont proches de ceux trouvés en utilisant la méthode semi-

analytique en supposant aucun hystérésis interne et que les propriétés du matériau sont constantes. Il est montré que la solution de Blok peut être utilisée pour fournir une approximation quasi stable qui est pour l'estimation moyenne de la température instantanée. Cependant, en position de début et de fin d'engrènement, la solution de Blok est inexacte et l'approche actuelle devrait être utilisée. Un autre travail a été effectué par Mao, K et al. (2010) qui porte sur la température instantanée de surface. En effet, ce travail aborde le comportement d'usure de l'engrenage en acétal et la prédiction de température basée sur les recherches approfondies du contact mécanique de l'engrenage à la fois expérimentalement et numériquement. La formule de calcul théorique est sous la forme suivante :

$$\theta_b = \frac{3.927 \mu T}{c \rho Z b (r_a^2 - r^2)} \quad (\text{II.18})$$

T, **r** et **c** sont respectivement le couple transmis (Nm), la densité (g/cm³) et la chaleur spécifique (kJ/kg/K) ; **r_a**, **r** et **b** sont respectivement le rayon extérieur (mm), le rayon de référence (mm) et la largeur de la face de la dent (mm).

Les essais ont montré l'accord étroit entre la théorie et l'expérimental avec des vitesses allant jusqu'à 1500 tr/min pour les engrenages acétal. La solution de Blok est introduite dans l'hypothèse où l'on suppose qu'une source de chaleur constante se déplace à une vitesse constante. Ainsi, la comparaison entre la solution de Mao et la solution de Blok, montre que la solution de Blok dévie près des points dans le partage théorique de charge. Elle varie d'une paire de contacts simples à double dent où la source de chaleur change de façon discontinue. En termes de valeurs moyennes, la solution de Blok concorde bien avec les solutions actuelles. Cependant, au début et à la fin de l'engrènement, les résultats de

Blok surestiment la température instantanée d'environ 20 %. La surface de l'engrenage s'use lentement avec un faible taux d'usure spécifique si l'engrenage est chargé en dessous de l'état critique. La température de la surface de l'engrenage a ensuite été étudiée en détail à travers trois températures, soient ambiantes, d'équilibre et instantanées. Grâce à des études expérimentales approfondies et à la modélisation des variations de la température de surface des engrenages, une relation générale a été établie entre la température de la surface de l'engrenage et la capacité de charge de l'engrenage. Une approche pour la prédiction du couple de l'engrenage acétal a été proposée et cette méthode est basée sur la relation entre le taux d'usure de l'engrenage polymère et sa température de surface. [24]

Ces résultats ont ensuite été exploités par Singh, P. et al. (2018) pour la comparaison de leurs résultats de mesures expérimentaux avec le modèle de Mao. Les valeurs mesurées de l'élévation de la température de surface sont comparées aux valeurs prédites de l'élévation de température en utilisant le modèle de Mao. Les mesures ont été effectuées pour trois types d'engrenages : Acrylonitrile Butadiène Styrène (ABS), Polyéthylène Haute Densité (HDPE) et Polyoxyméthylène (POM). Le meilleur accord entre le modèle et l'expérience est observé pour l'engrenage ABS (déviations maximale de 8 %). Une déviation maximale de 10 % et de 11 % est observée entre les valeurs prédites et mesurées de l'élévation de température pour respectivement les engrenages HDPE et POM. La contribution du couple à l'augmentation de la température de surface des engrenages en polymère est 7 à 8 fois plus importante que celle de la vitesse de rotation. Cette étude offre plusieurs résultats pour les chercheurs dans le domaine des engrenages en polymère. Parmi ces résultats, il est possible de citer l'importante contribution du couple à l'augmentation de la température de

surface des engrenages en polymère qui est de 7 à 8 fois plus importante que celle de la vitesse de rotation comme le montre la figure II-8 suivante [25] :

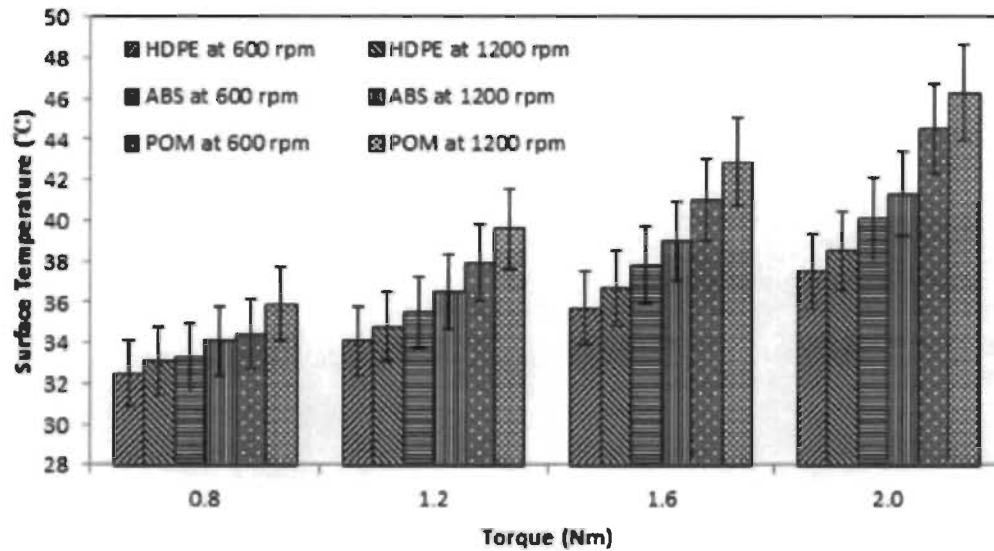


Figure II-8 : Comparaison quantitative du comportement thermique des engrenages en polymère

II.4.4. Modèle de Hooke

La détermination exacte de la température instantanée reste difficile [27]. À partir de la courbe du modèle de Blok, une estimation raisonnable peut être faite au niveau du maximum de la température instantanée. D'après ce modèle, une approximation de la température instantanée peut se trouver sous la forme suivante :

$$v_f = \frac{0.555\delta H}{\sqrt{L(k\rho c w V)}} \quad (\text{II.19})$$

L : la largeur de dent

δH : la perte d'énergie instantanée due à la friction.

La valeur maximale de δH est donnée par la formule suivante :

$$\delta H = \pi h \mu / n \quad (\text{II.20})$$

La relation entre la température instantanée et le couple T est donnée par :

$$\nu_f = 2.1 * T^{0.75} * N^{0.5} \quad (\text{II.21})$$

N : la vitesse en tr/s.

Le modèle de Hooke établit aussi une relation entre le couple et la température d'équilibre de l'engrenage :

$$V_b = 10.9T \quad (\text{II.22})$$

En exploitant les équations précédentes, on peut en déduire que le maximum de température instantanée s'écrit sous la forme suivante :

$$\nu = \nu_a + 10.9T + 2.1 * T^{0.75} * N^{0.5} \quad (\text{II.23})$$

Avec V_a : température ambiante.

II.5. L'endommagement thermique

II.5.1. Introduction à la température instantanée de surface

Le fait de pouvoir utiliser les engrenages en plastique sans lubrification complique les problèmes liés à l'échauffement. En effet, la lubrification permet d'évacuer la chaleur et de réduire le frottement afin d'augmenter la performance de l'engrènement. De plus, à la température de régime permanent, viennent s'ajouter d'importantes élévations instantanées localisées dans la zone du contact hertzien pour une position donnée le long de la ligne de contact réel. Cela consiste en la « température instantanée » [28].

La valeur maximale de la température instantanée de surface permet de caractériser le phénomène de grippage : 'scoring'.

II.5.2. La classification des modes de bris

Dans le cas des engrenages en plastique, on distingue deux types de bris thermiques. Le premier mode d'endommagement est causé par une température trop élevée concentrée à la surface de la dent qui se nomme « endommagement thermique de surface ». Le deuxième endommagement est dû au ramollissement général de la dent. Il s'agit alors d'un « bris thermique généralisé ». Un tableau II-2 de synthèse a été élaboré par Koffi D, Bellosta et al. (1995) qui explique les méthodes couramment utilisées pour la vérification préventive de ces deux modes d'endommagement [28-29].

Tableau II-2. Vérifications pour les bris thermiques de surface et généralisés.

Bris thermique généralisé	Bris thermique de surface
Vérification de l'interférence sur les profils non actifs.	Réalisation de la carte thermique en régime permanent pour la température de la dent, et en régime transitoire pour la température instantanée de surface.
Vérification de la distribution de la température d'équilibre au sein de la dent en tenant compte du profil réel (usure considérée).	Calcul de la distribution de la contrainte de contact sur tout le profil.

Étude des contraintes dans la dent en fonction de cette dernière.	Comparaison de la contrainte de contact induite et de la contrainte maximale admissible.
Comparaison entre la contrainte induite et la contrainte admissible en tenant compte de l'échauffement.	Calcul de la contrainte et de la vitesse d'engrènement.
	Comparaison de la contrainte et de la vitesse aux limites fournies par le fabricant.

II.5.3. L'endommagement thermique à travers la littérature

Le travail de Wafiuddin, M et al. (2016) présente tous les modes de défaillance des engrenages en polymère [29]. Cette recherche s'intéresse particulièrement à la partie de l'endommagement thermique. Le mode de défaillance du composite de polymère et polymère non renforcés était différent comme l'ont montré S. Sentilvelan et R. Gnanamoorthy (2004) [30]. Les engrenages utilisés étaient en nylon et étaient renforcés avec du carbone ou de la fibre de verre. Les auteurs ont également constaté que la température de surface des engrenages non renforcés était plus élevée que celle des engrenages renforcés. Le carbone renforcé avait une température plus basse dans le nylon renforcé que le verre renforcé. La réduction de la température des engrenages renforcés a été favorisée par une meilleure rigidité des dents, une plus faible friction et de bonnes propriétés thermiques. Une rigidité élevée des dents empêche la déflexion des dents, ce qui

contribue à réduire le contact indésirable entre la surface de la dent qui cause la chaleur. La capacité améliorée de dissipation de la chaleur a considérablement augmenté la durée de vie des engrenages.

L'introduction de trous de refroidissement était l'objectif de l'étude fait par le chercheur H. Duzcukoglu (2010) [31] afin de diminuer l'endommagement thermique. Trois modèles d'engrenages ont été étudiés. Le premier était un engrenage standard qui ne contient pas de trous, le deuxième avait un trou foré au point primitif de la dent d'engrenage et le troisième modèle avait des trous au point primitif et sur le corps de la dent comme le montre la figure II-10. Le contrôle de température était assuré en utilisant un capteur de température infrarouge sans contact et enregistré sur un PC en employant un système d'acquisition de données. Les résultats sont illustrés par la figure II-9.

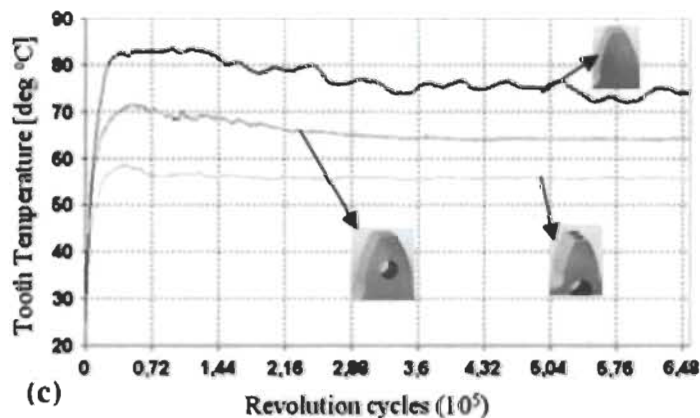


Figure II-9 : Température des différents modèles de dents en fonction du nombre de cycles

D'après la figure II-9, la température la plus basse correspond à la troisième conception il est possible de constater que cette dernière représente la meilleure solution en termes de résistance thermique comme le montre la figure II-10.

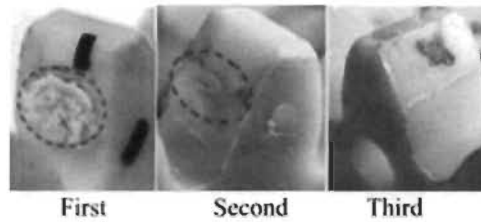


Figure II-10 : Comparaison des endommagements thermiques des différentes conceptions

Une étude par Kim, C. H. (2006) a été effectuée dans le même cadre de prévention de l'endommagement des engrenages en nylon. L'auteur a comparé trois types de pignons, soit un pignon dont un trou interne est percé et dont une goupille en acier est insérée dans le trou interne de la dent d'engrenage, un autre pignon qui est seulement percé et un dernier pignon qui est sans modifications. En ce qui concerne le pignon de type trou, la température de surface était inférieure de 2 à 3 °C par rapport à celle du pignon sans modifications. Ces températures inférieures peuvent réduire la possibilité de déformation à la chaleur et maintenir la résistance mécanique des matériaux en nylon. La température de la surface de la dent du nylon de type insert était entre 37 et 38 °C, ce qui était environ 10 °C inférieure à celui des autres pignons. De plus, sa durée de vie était plus longue que les autres. À partir des résultats, l'auteur a montré que la diminution de la température dans la surface de la dent entraîne une réduction de l'usure et favorise une durée de vie plus longue tout en maintenant les propriétés mécaniques des matériaux en nylon. La figure II-11 montre l'évolution de la température de surface ainsi que la durée de vie pour une charge de 19,6 N/m [32].

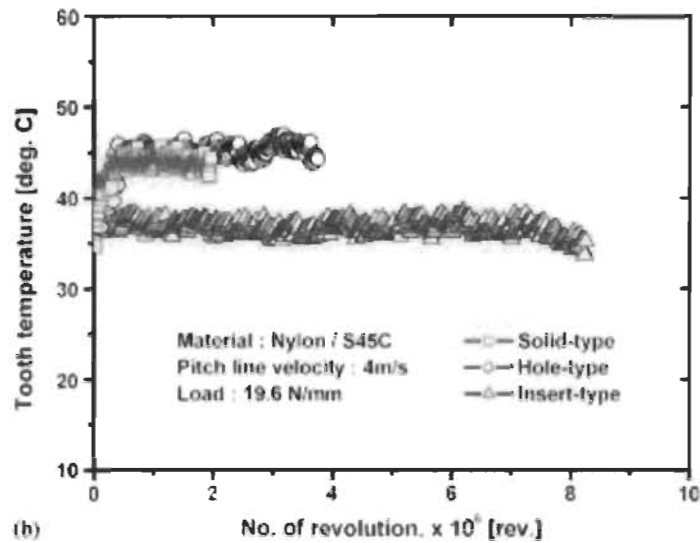


Figure II-11 : Température des différentes conceptions de dents

Comme l'affirme Düzcükoğlu, H. (2009), sous un fort chargement et un grand nombre de révolutions, l'endommagement de l'engrenage le plus couramment rencontré est l'endommagement thermique causé par une accumulation de chaleur sur la surface de la dent. En effet, la contrainte de surface hertzienne maximale se produit au niveau de la région où on a une seule paire de dents en contact. Pour remédier à cette problématique, le chercheur avait l'objectif de retarder la formation de dommages thermiques dans la zone d'engrènement d'une seule dent en diminuant la pression de surface hertzienne par l'augmentation de la largeur de la dent. La charge des dents F/b (N/mm) a été diminuée dans la région de contact de la paire de dents simples. Des expériences montrent que l'apparition de dommages thermiques est retardée pour les dents d'engrenage modifiées en largeur par rapport aux dents d'engrenages non modifiées. La figure II-12 montre la différence des températures entre les engrenages modifiés et non modifiés pour une vitesse de rotation égale à 1500 tr/min et sous différents couples [33].

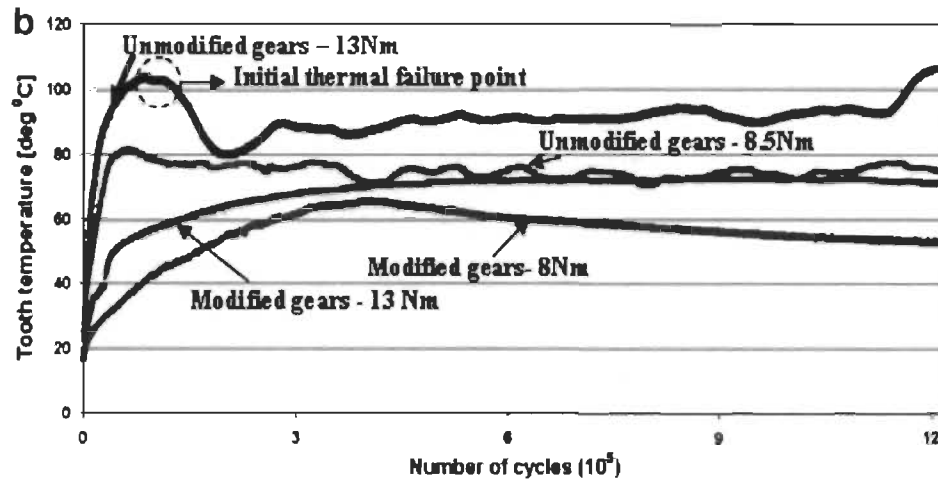


Figure II-12 : Comparaison entre les températures des dents modifiées et non modifiées pour différentes valeurs de charge à 1500 tr/min

Dans le même principe de la modification et l'élargissement de la zone de contact de seule paire de dents, İmrek, H. (2009) a appliqué cette modification aux engrenages fabriqués en nylon 6 comme le montre la figure II-13 :

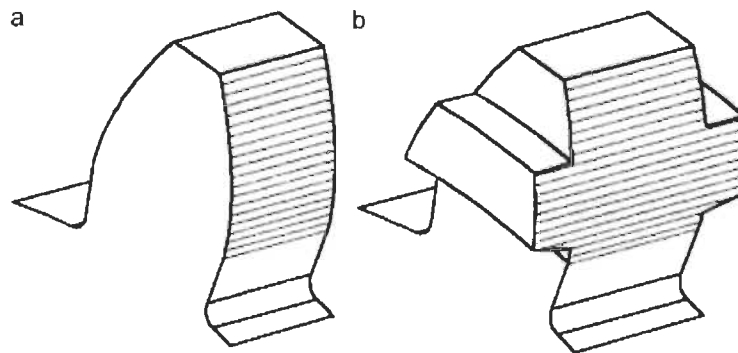


Figure II-13 : (a) dent non modifiée, (b) dent modifiée

D'après ce travail, il est possible de conclure que les engrenages en nylon 6 modifiés présentent des températures de dents inférieures par rapport aux engrenages non modifiés, ce qui entraîne une diminution du taux d'usure. Par conséquent, la modification de la

largeur des dents permet d'augmenter les performances de l'engrenage nylon 6 comme l'affirme la figure II-14 [34].

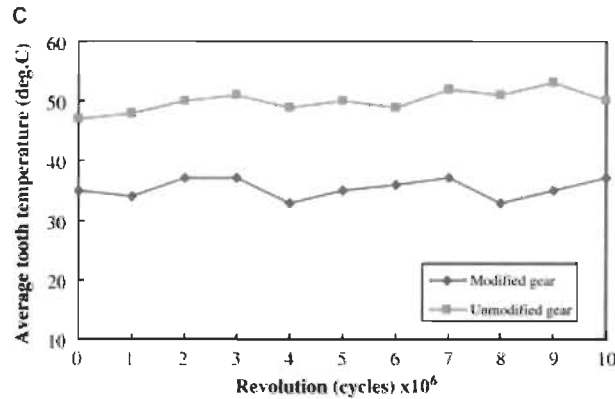


Figure II-14 : Comparaison des températures de surface des engrenages modifiés et non modifiés du nylon 6 à un couple de 8,82 Nm

II.6. Conclusion

L'industrie a recours à l'utilisation des composites à fibres naturelles depuis plusieurs années, vue leur nombreux avantages comme leur faible coût, leur légèreté, leur aspect écologique et leur grande abondance. On a noté à travers cette revue de littérature que les recherches existantes n'ont pas traité toutes les variétés de fibres naturelles et que plusieurs types de fibres naturelles restent non explorés. Parmi ces variétés, on cite la fibre de bouleau. Les travaux sur cette variété de fibre sont très rares, malgré sa grande abondance en Amérique du nord et essentiellement au Québec. En dépit du fait que la technologie des composites procure plusieurs avantages comme l'amélioration des propriétés spécifiques, ce phénomène a été peu étudié en ce qui concerne les engrenages. On peut expliquer cela par la complexité du processus de l'engrènement des engrenages. Dans la littérature, très

nombreuses sont les études scientifiques portant sur les engrenages métalliques par rapport aux engrenages plastiques. On trouve seulement quelques modèles de calculs thermiques. La littérature est très restreinte en ce qui concerne l'effet des performances tribologiques sur la température des engrenages en plastique. Les modèles les plus cités dans la littérature sont le modèle de Blok ou les modèles qui se basent sur la théorie de ce chercheur. Ce sont des modèles analytiques qui ne prennent pas compte des paramètres géométriques ainsi que des paramètres tribologiques de l'engrenage en plastique. Il existe peu de relations analytiques développées spécifiquement pour l'engrenage plastique qui prennent en considération ces deux derniers paramètres. Par exemple, Koffi, Gauvin et al. (1985) ont développé des relations analytiques pour la distribution de la chaleur en engrènement plastique. Malgré le fait que la publication de ces méthodes date déjà de quelques années, elles sont encore peu utilisées comme références dans plusieurs recherches actuelles. D'autre part, les engrenages en composite de fibres naturelles sont très peu cités dans la littérature, en particulier concernant leur comportement thermique et tribologique. Cependant, les composites à fibres naturelles ont montré dans plusieurs travaux qu'ils présentent meilleures performances que les plastiques ordinaires.

Après avoir accompli la revue de littérature, le chapitre III représentera la méthodologie utilisée dans ce mémoire.

Chapitre – 3 Méthodologie

III.1. Introduction

La prédiction de la température instantanée de surface des engrenages plastiques ou composite était traitée par différentes méthodes analytiques [22] ou numériques [23] [24] [28] [39] [41] [42]. Pour ce faire, il est important de déterminer les différents paramètres de convection-diffusion en régime permanent. Ce travail adoptera la méthode des différences finies, ainsi qu'un système de maillage établi par Koffi (1987) pour la définition des équations à chaque nœud du maillage.

III.2. Calcul de la température d'équilibre

III.2.1. Équation de convection-diffusion bidimensionnelle en régime permanent

La distribution de température en régime permanent en deux dimensions dans un corps à sections variables s'obtient en appliquant le principe de conservation d'énergie en tout point du corps. Ce principe est exprimé par l'équation différentielle elliptique de Poisson :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + \frac{qp(x, y)}{K} = 0 \quad (\text{III.1})$$

T : Température

K : Conductibilité thermique

qp (x, y) : Taux de production de chaleur dans le corps

La résolution de cette équation analytiquement est quasi impossible à cause de la complexité géométrique des engrenages alors elle sera effectuée numériquement à l'aide de la méthode des différences finies. Pour l'identification de la distribution de chaleur, on

doit avoir recours au taux d'écoulement de chaleur en deux modes de transfert de chaleur : celui de conduction et de convection. Dans le cas de transfert par conduction, le flux de chaleur s'exprime suivant la direction X :

$$q_c = -kA \frac{dT}{dX} \quad (\text{III.2})$$

Dans le cas du transfert par convection, l'expression du flux est la suivante :

$$q_{conv} = -hA(T - T_a) \quad (\text{III.3})$$

A : Surface normale d'échange de chaleur

h : Coefficient de transfert de chaleur

T : Température au nœud en surface

T_a : Température ambiante, près du corps

III.2.2. Système d'axes et de maillage

Un programme de différence finie est développé par Koffi [41] pour l'étude numérique de la distribution de température en régime permanent. La Figure III-1 montre la géométrie du maillage utilisé pour le développement du programme. L'axe **x** suit la direction circonférentielle de l'engrenage et est divisé en éléments dont le centre est symbolisé par un nœud numéroté **I**. Dans la direction radiale, les nœuds sont repérés par **J** suivant l'axe **y**. Ce dernier axe sert aussi à repérer n'importe quelle position sur le profil de la dent en y associant l'angle du centre γ . Le terme I varie de 1 à N1+2 alors que J varie de 1 à N2+2 lorsque N1 et N2 désignent le nombre de nœuds internes suivant l'axe x et l'axe y

respectivement. Lors du calcul de la température instantanée de surface, on aura juste besoin des nœuds situés sur le profil chargé de la dent [39-41-42].

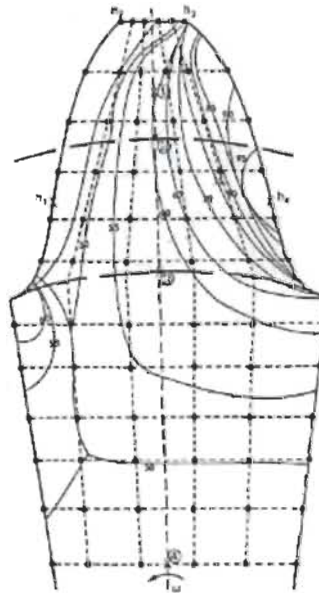


Figure III-1 : Système d'axes et de maillage du secteur d'engrenage étudié

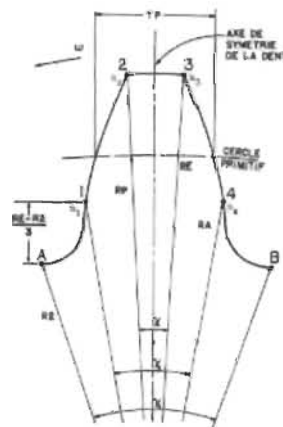


Figure III-2 : Les points considérés par Akozan et les angles pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur h

III.2.3. Caractéristiques de température instantanée de surface par rapport à la température d'équilibre et hypothèses de calcul

Pour des engrenages initialement à la température ambiante, le système d'engrenage est graduellement réchauffé jusqu'à ce qu'il atteigne une distribution d'équilibre après plusieurs cycles de fonctionnement. Pour chaque cycle, le profil chargé de la dent subit un flux de chaleur identique, la période de réchauffement à chaque cycle est extrêmement petite par rapport à la durée du cycle. Alors, à un point donné sur le profil, la dent reçoit une impulsion de chaleur pour chaque cycle. Ceci entraîne une fluctuation de température montrée à la Figure III-3.

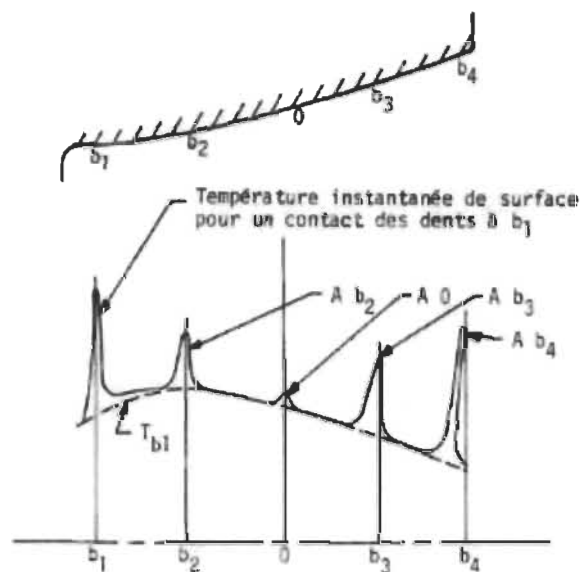


Figure III-3 : Caractéristiques de la température instantanée de surface

La section suivante détaille le traitement de l'analyse en convection-diffusion, appliquée à une dent d'engrenage soumise à une distribution de chaleur moyenne sur le profil de la dent, pondérée sur un cycle. À cause du caractère répétitif des mécanismes de production et d'évacuation de la chaleur pour chacune des dents au cours de la rotation d'un engrenage,

seule une dent est mise à l'étude et les résultats s'appliquent à toutes les autres du même engrenage. Les conditions de frontières utilisées sont celles de Wang et Cheng [42] modifiées pour limiter l'étude à une hauteur de dent sous le cercle de pied de l'engrenage. Cela se justifie par le fait que les valeurs de température du cercle de pied en allant vers le centre de l'engrenage se rapprochent beaucoup de la température ambiante. Ces conditions de frontières tiennent compte de l'échange de chaleur entre la dent et l'air ambiant par convection forcée sur les profils chargé et non chargé et le sommet de la dent. Elles imposent une égalité de température et de flux de chaleur point par point entre les limites droite et gauche du secteur sous la racine de la dent tout en considérant un gradient de température linéaire à limite inférieure du secteur. Il est à remarquer que pour le secteur en dessous de la racine, aucun échange thermique par convection n'est possible. Le temps mis par la température pour atteindre son niveau d'équilibre étant très supérieur à la durée d'un cycle, il est alors justifié de supposer une distribution uniforme pondérée sur un cycle pour le flux de chaleur suivant le profil, et ce, même si le taux de chaleur engendré réel est une impulsion à chaque cycle. D'autre part, pour la face chargée, le temps mis par la dent pour faire contact est très petit comparé au reste du temps du cycle de rotation où elle est en contact avec l'air ambiant à vitesse élevée en évacuant la chaleur déjà emmagasinée [42].

III.2.4. Méthode des différences finies pour la détermination de la distribution de la température d'équilibre

III.2.4.1. Méthode numérique

La solution de l'équation de Poisson (équation II.15) est obtenue à l'aide de la méthode itérative par différence finie de Liebmann [44] qui est dérivée de la méthode des

déplacements successifs de Gauss Seidel [45]. La méthode de Liebmann assure une convergence rapide de la solution en considérant pour l'itération de rang n lors du calcul de la température $T(I, J)$, les valeurs calculées des températures aux nœuds dont les numéros suivant les axes x et y sont inférieurs à I et J plutôt que de considérer les valeurs de ces mêmes températures calculées à l'itération du rang n-1. La loi Kirchhoff, qui assure l'équilibre de chaque nœud en y annulant l'effet de tous les flux de chaleur tout en considérant celui de toute source de chaleur interne en régime permanent, est utilisée pour trouver les équations des nœuds caractéristiques. Cette loi permet d'annuler les résidus en chacun des nœuds et simplifie la solution numérique.

III.2.4.2. Équations de nœuds caractéristiques [41] [42] [43]

On suppose que la conductibilité thermique du matériau k est constante dans toutes les directions et que la distribution du coefficient de transfert de chaleur est celle établie par Akozan [43] dont l'illustration est faite à la Figure II-2. Les équations caractéristiques aux nœuds sont amplement détaillées dans **l'annexe A** et se présentent comme suit :

✓ **Sur le profil non chargé :**

$$AK \frac{\partial T}{\partial n} qp = hA(T - T_a) \quad (\text{III.4})$$

A : Surface de transfert de chaleur

n : Direction normale à la surface de transfert

qp : Taux de production de chaleur par cycle de nœuds

Ta : Température ambiante

T : Température de surface

Le taux de production de chaleur total se détermine de la façon suivante :

$$q_p = q_f + q_{h_f} + q_{h_c} \quad (\text{III.5})$$

q_f : taux de chaleur de frottement par cycle

q_{h_f} : taux de chaleur d'hystérésis de flexion par cycle

q_{h_c} : taux de chaleur d'hystérésis de contact par cycle

Dans son étude, Akozan [43] a calculé les coefficients de chaleur par convection en quatre points distincts qui sont identifiés par h_1 , h_2 , h_3 et h_4 . Sur les deux tiers supérieurs, l'interpolation est effectuée entre h_1 et h_2 pour donner h_{1-2} .

- ✓ Sur le sommet de la dent : dans la zone de ces nœuds, h devient h_{2-3}
- ✓ Sur le flanc chargé : h devient, h_{3-4} sur les deux tiers supérieurs de la dent et h_{4-1} sur le tiers inférieur
- ✓ Sur les limites gauche et droite du secteur d'engrenage sous la racine de la dent, la convection est nulle. Par symétrie, une égalité de température point par point est imposée, soit :

$$T(I, J) = T(I', J') \quad (\text{III.6})$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{(I, J)} = \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{(I', J')} \quad (\text{III.7})$$

(I, J) et (I', J') sont les indices suivant x et y des nœuds correspondants sur chacune des limites gauches et droites.

- ✓ Sur la limite inférieure de secteur : à une hauteur de dent sous le pied, un gradient de température linéaire est considéré, soit :

$$T(I, N_2 + 2) = 2T(I, N_2 + 1) - T(I, N_2) \quad (\text{III.8})$$

Avec i varie de 11 à $N1+1$.

- ✓ Pour les nœuds aux coins supérieurs droit et gauche : la loi de Kirchhoff s'applique à ces nœuds suivant la direction i :

$$\sum_i K k_i \frac{\partial T}{\partial n} + \sum_i k_{ci} (T_a - T) + q_p = 0 \quad (\text{III.9})$$

$K k_i$ = conductance en conduction de l'élément suivant la direction i .

k_{ci} = conductance en convection, $k_{ci}=0$ pour les nœuds internes.

La procédure de solution consiste à supposer d'abord une distribution de température initiale. Une nouvelle distribution est ensuite calculée à l'aide des équations caractéristiques et puis comparée à la précédente. L'écart maximum toléré en n'importe quel point de calcul entre les deux distributions successives pour arrêter l'itération est de $\pm 0,05$ °C.

III.2.4.3. Mouvement des dents et coefficients de transfert de chaleur par convection

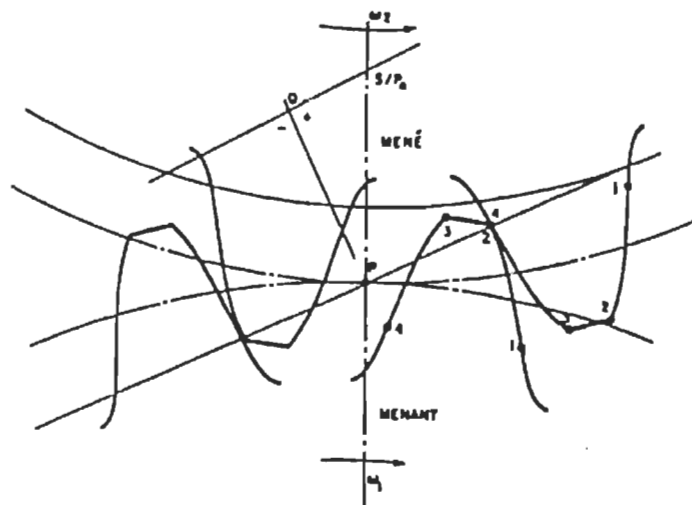


Figure III-4 : Définition de la géométrie d'une paire d'engrenage en mouvement

La Figure III-4 représente le mouvement des dents au cours de l'engrènement en indiquant les indices de coefficient de transfert de chaleur. Les points marqués de 1 à 4 sur les dents menées et menantes de la Figure III-4 réfèrent aux endroits h_1 à h_4 . Cette figure indique que les coefficients sur le flanc chargé de la dent menée sont h_3 et h_4 alors que ceux sur le flanc chargé de la dent menante sont h_1 et h_2 .

Les coefficients h_1 , h_2 , h_3 et h_4 sont donnés au Tableau III.1[42]. Il en ressort une certaine variation entre h_1 , h_2 , h_3 et h_4 pour un même module m (ou pas diamétral P). Les comparaisons intéressantes sont celles de h_2 à h_3 (à la tête de la dent menante et menée respectivement) de même que celles de h_1 à h_4 (au pied de la dent menante et menée respectivement) et ceci sur les deux profils de contact. Il s'avère ainsi que h_3 est systématiquement inférieur à h_2 , alors $h_4 > h_1$ pour les modules de 3,18 et 2.12 (pas diamétraux de 8 et 12) et $h_4 > h_1$ pour les modules de 5,08 et 2,54 (pas diamétraux de 5 et 10). En moyenne, cependant, comme l'indiquent les colonnes marquées d'un * dans le Tableau III-1, le transfert de chaleur est systématiquement plus important sur le flanc chargé de la dent menante (h_1 et h_2) que sur celui de la dent menée. Ceci influence la distribution de chaleur sur le pignon et l'engrenage. Pour le composite utilisé dans ce mémoire, on utilise les mêmes valeurs de transfert de chaleur utilisé par Koffi (1987) pour les plastiques.

Tableau III-1 : Valeurs des coefficients de transfert de chaleur[42]

	Module, mm (pas P po ⁻¹)							
	5.08 (5)	*	3.18 (8)	*	2.54 (10)	*	2.12 (12)	*
h_1	595	548	645	623	510	525	395	413
h_2	500		600		540		430	
h_3	395	475	500	585	435	455	340	380
h_4	555		670		475		420	

III.3. Calcul de la température instantanée de surface

Cette partie représente l'objectif principal de ce travail. En effet, elle présente la méthode de détermination de la température instantanée locale à la surface de la dent au cours du fonctionnement des engrenages. Cette méthode consiste à appliquer les équations de distribution de température instantanée de surface de deux solides semi-infinis aux engrenages.

III.3.1. Distribution de la température instantanée de surface de deux solides semi-infinis en contact

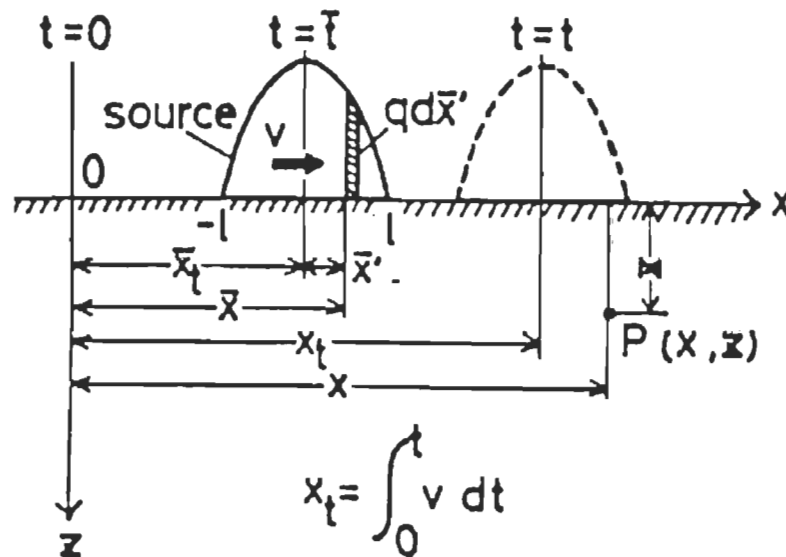


Figure III-5 : Source de chaleur en mouvement sur la surface de contact de deux solides semi-infinis

On considère la figure III-5 qui illustre le mouvement d'une source de chaleur sur la surface de contact de deux solides semi-infinis.

La source de chaleur non uniforme en mouvement au niveau des surfaces de contact engendre l'élévation de température instantanée du corps 1 et 2 à la position x' suivant l'axe x de la surface. Cette élévation de température instantanée des dents s'exprime par :

$$\begin{cases} \Delta T_1(X', t) = \frac{2\pi}{\pi \rho_1 c_1 \sqrt{\alpha_1}} \int_0^{\sqrt{t}} d\lambda \int_{\xi_{H2}}^{\xi_{H1}} \Phi_1 q \exp(-\xi_1^2) d\xi_1 \\ \Delta T_2(X', t) = \frac{2\pi}{\pi \rho_2 c_2 \sqrt{\alpha_2}} \int_0^{\sqrt{t}} d\lambda \int_{\xi_{H2}}^{\xi_{H1}} (1 - \Phi_1) q \exp(-\xi_2^2) d\xi_2 \end{cases} \quad \text{(III.10) et (III.11)}$$

$$\begin{cases} \lambda = \sqrt{t - \bar{t}} \\ \xi = \frac{x - \bar{x}}{\lambda \sqrt{4\alpha}} \\ x' = x - \bar{x} \\ \alpha = \frac{k}{\rho c} \end{cases}$$

Avec :

α = coefficient de diffusion thermique

k = conductibilité thermique

ρ = masse volumique

c = chaleur spécifique

x_t = position du centre de la source de chaleur à l'instant t

q = flux de chaleur par unité de surface par unité de temps

ϕ_1 = coefficient de répartition de chaleur locale du corps 1

t = temps après le début de contact

Les équations III.10 et III.11 admettent comme hypothèse que la surface est soumise à la source de chaleur à la position $x = x_t$ à l'instant t.

Le flux de chaleur dans le cadre des deux surfaces soumises à un contact de hertz de largeur $2b$ est distribué entre les positions $x = -b$ à $x = b$ qui représente les bornes de l'intervalle d'intégrale spatiale dans les équations III.10 et III.11 qui s'expriment de la façon suivante :

$$\text{Pour le début de contact : } \varsigma_A = \frac{x - x_t - b}{\lambda \sqrt{4\alpha}} \quad \varsigma_B = \frac{x - x_t + b}{\lambda \sqrt{4\alpha}}$$

En chaque point de contact, la valeur de la température instantanée de surface de pignon est égale à celle de l'engrenage mené. Elle s'exprime de la façon suivante :

$$T_{b1} + \Delta T_1 = T_{b2} + \Delta T_2 \quad (\text{III.12})$$

Cette égalité permet de déterminer les facteurs locaux de répartition de chaleur ϕ_1 et ϕ_2 .

L'élévation de température moyenne sur la largeur de contact de même que le facteur de répartition de chaleur moyen s'expriment de la façon suivante :

$$\Delta T_m = \frac{1}{2b} \int_{-b}^{+b} \Delta T_1 dx' \quad (\text{III.13})$$

$$\phi_m(t) = \frac{\int_{-b}^{+b} \phi q dx'}{\int_{-b}^{+b} q dx'} \quad (\text{III.14})$$

III.3.2. Calcul de la température instantanée de surface pour les engrenages plastiques

L'application des équations III.10 et III.11 à la géométrie et au mouvement des engrenages plastiques amène à l'élévation instantanée de température sur le profil chargé de chacune des dents. Cependant, cette application exige la modification de certains paramètres :

- ✓ À $t=0$, on admet que la source de chaleur s'applique à l'instant initial pour chaque largeur de contact $2b$ de Hertz.
- ✓ À $x_t=0$, le point d'application de la source de chaleur à l'instant initial devient l'origine de la position x sur le profil de la dent.
- ✓ x_t = position du point de contact sur le profil de la dent à l'instant t .

III.3.2.1. L'étude numérique

III.3.2.1.1. L'élévation de température instantanée

Pour résoudre le problème de l'intégrale dont l'élévation de la température instantanée (équations (III.10) et (III.11)) on a recours à l'étude numérique dont l'expression est transformée sous la forme suivante :

$$\Delta T_1(x', j \Delta t) = \frac{1}{\pi \rho_1 c_1 \sqrt{k_1}} \left\{ \sum_{r=1}^j \left\{ (k_{1r-j} + k_{1r}) \left(\sqrt{r \Delta t} - \sqrt{(r-1) \Delta t} \right) \right\} \right\} \quad (\text{III.15})$$

$$\text{Avec : } k_{1r} = \int_{\xi_{H_1}}^{\xi_{H_2}} \phi \{x', (j-r) \Delta t\} q \{x', (j-r) \Delta t\} \exp(\xi_1^2) d \xi_1 \quad (\text{III.16})$$

Dans les deux équations précédentes, Δt représente les intervalles de temps de contact qui se prolongent de $t=0$ à un instant quelconque $t=t$. Donc t est donnée par $t=j \Delta t$, avec j est un entier positif. La variable spatiale x' varie dans l'intervalle borné par son maximum et son minimum. Les valeurs des deux extrêmes sont :

$$X'_{\min} = x - x_t - b$$

$$X'_{\max} = x - x_t + b$$

On note que b est la largeur de contact de Hertz et son expression est la suivante :

$$b = \left[\frac{4w_0}{\pi} \left[\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right] \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right] \quad (\text{III.17})$$

$\nu_{1,2}$: coefficient de Poisson des matériaux du pignon et de l'engrenage respectivement

$r_{1,2}$: rayon de courbure local des dents 1 et 2 au point de contact

$E_{1,2}$: Module d'élasticité

Pour M intervalles réguliers choisis sur la largeur de contact $2b$, chaque position x se définit comme suit : $x' = x'_{\min} + (L-1) \Delta x$ (III.18)

Avec Δx est la grandeur de l'intervalle de largeur de contact.

L'intégration numérique permet d'obtenir les valeurs du coefficient ϕ_1 . À $t=j \Delta t$, k_{1r} et ces valeurs du ϕ_1 (avec r varie de 1 à j), peuvent être calculées. À l'instant initial, sa valeur k_{10} est de la forme suivante :

$$k_{10} = \sqrt{\pi \phi(x, j \Delta t)} q(x', j \Delta t) \quad (\text{III.19})$$

Pour appliquer les équations III.15 et III.19 à l'engrenage mené, il faut juste remplacer l'indice 1 par 2 et ϕ par $(1 - \phi)$. De ces équations et de l'équation III.12, la valeur de $\phi(x', j \Delta t)$ est déterminée à $t=0$ sa valeur est fournie par l'équation II.10. La détermination de ΔT_1 et ΔT_2 exige celle du taux de production de chaleur $q(x', j \Delta t)$.

III.3.2.1.2. La distribution de la chaleur de frottement

On admet comme hypothèse que la distribution de chaleur de frottement sur la largeur de contact, $q_{moy}(x_t, j\Delta t)$ se traduit par :

$$q_{moy}(x_t, j\Delta t) = \frac{EF(SPn)}{\Delta TQ * 2b} \quad (III.20)$$

Avec $EF(SPn)$ = chaleur de frottement à la position S/Pn.

ΔTQ = durée du contact sur le profil entre deux points successifs.

La pression de contact est censée être uniforme pour la distribution de chaleur de frottement et on note son expression :

$$P_{moy} = \frac{w_0 * wi / w}{2b} \quad (III.21)$$

Cependant, la variation de pression de contact selon la largeur de contact est la suivante :

$$p(x') = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x'}{b}\right)^2} \quad (III.22)$$

dont le maximum de pression est : $P_{\max} = \frac{w_0 * wi / w}{\pi b}$ (III.23)

De plus, $q(x', j\Delta t)$ est maximal lorsque x' est au milieu. En effet, l'expression de $q(x')$

en tout point x' est donnée par : $q(x') = \frac{1}{J} \mu p(x') |V_s(x')|$ (III.24)

Avec : μ : coefficient de frottement.

$V_s(x')$: vitesse de glissement

J : équivalent en chaleur du travail mécanique.

D'après ce qui précède, on peut déduire que $P_{\max} = \frac{4}{\pi} P_{\text{moy}}$. On peut en tirer aussi que q est proportionnel à p , ce qui donne :

$$q(x', j \Delta t) = \frac{2}{\pi} \frac{EF(SP_n)}{\Delta TQ * b} \sqrt{1 - \left(\frac{x'}{b}\right)^2} \quad (\text{III.25})$$

III.3.2.1.3. Calcul du temps de déplacement de la source de chaleur

Le temps nécessaire pris par le point de contact pour passer de la position S_A/P_n à la position S_B/P_n entre les deux points respectivement A et B est noté ΔTQ (exprimé en secondes). La durée du déplacement de la source de chaleur s'écrit de la manière suivante :

$$\Delta TQ = \frac{S_{AB}}{p_n} \frac{60}{Z_2 N_2} \quad (\text{III.26})$$

III.3.2.2. Évaluation de la profondeur sous le profil de la dent affecté par la température instantanée

On note T_s la température de surface au point de contact. Cette température se propage selon la normale au profil de la dent au point de contact. On note X la distance parcourue par T_s selon la profondeur de la dent. L'évaluation de cette température s'effectue après que le contact soit fini. On note aussi $\theta = \theta_{LP}$ la durée de l'engagement entre le début et la fin de la phase chargée. La solution est la suivante [42] :

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_a} = 1 - \text{erf}(X) - \left[\exp\left(\frac{hX}{k}\right) + \frac{\alpha \theta h^2}{k^2} \right] \left[1 - \text{erf}\left(X + \frac{h\sqrt{\alpha \theta}}{k}\right) \right] \quad (\text{III.27})$$

Avec :

$$X = \frac{x}{2\sqrt{\alpha\theta}}$$

$$\text{et } \alpha = \frac{k}{\rho c}$$

Ts : Température au point de contact à l'instant initial

T : Température atteinte par le point de distance x sous la surface de contact

Ta : Température ambiante

x : Distance sous le point de contact où la température T est évaluée

ρ : Masse volumique

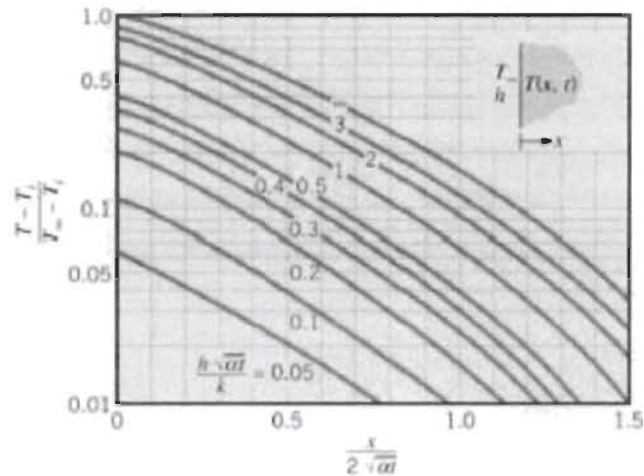
c : Chaleur massique

L'application de la solution suppose que la dent d'engrenage est assimilée à un solide semi-infini échangeant de la chaleur avec l'air ambiant. La solution analytique de l'équation est aussi très compliquée. Pour la résolution facile, on a recours à la méthode graphique proposée par J. Schneider [46] présentée par la Figure III-6. L'usage graphique de cette figure nécessite une baisse de la température entre la surface et le point situé à la distance

x sous la surface, car l'axe des ordonnées commence à la valeur 0.01 pour le rapport $\frac{T_s - T}{T_s - T_a}$

On suppose que la température atteint la valeur Ts-1 ° F au lieu de rester à Ts comme

souhaité idéalement. Pour l'application de cette hypothèse, on simule pour les données suivantes :



FigureIII-6 : Distribution de température dans un solide semi-infini avec les conditions de frontière en convection [42]

$Z1 = Z2 = 30$ dents ; $P = 10$; $\theta = 20^\circ$; $T_s = 88^\circ\text{C}$; $T_a = 27^\circ\text{C}$; $N = 1000\text{tr/min}$;

$h=h3 = 395 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

$k = 0,787 \text{ W/m } ^\circ\text{K}$

$c = 1325,1 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

$\rho = 1185,6 \text{ kg/m}^3$

Pour le contact au nœud, $J = 1$ (Sommet de la dent menée) et $J = 6$ (Racine de la dent menante). A $JT = 1$, soit à 1 ms après le début de l'engrènement TLP (durée de l'engrènement) = 4,2 ms.

$\theta_{LP} = 3,2 \text{ ms}$

$$N_M \sqrt{\theta_{LP}} = 0.02$$

$$X = \frac{x}{2\sqrt{\alpha\theta_{LP}}} = 0.75$$

X=0.0508. Donc on peut déduire qu'on a juste une couche d'épaisseur x=0.0508 affectée par la température instantanée.

III.3.2.3. Évolution de la température de point de contact après la réalisation du contact

Lorsque le contact se fait en un point donné sur le profil de la dent, la température de ce point s'élève instantanément à la valeur T_s sur la largeur de contact de Hertz $2b$. En effet, au milieu, la température atteint son maximum T_f . À un point de contact donné, après la réalisation de contact, la température de ce point diminue jusqu'à la fin du cycle puis remonte instantanément après un tour complet pour un nouveau cycle. L'expression de la température T_{ff} du point de contact pour une durée θ seconde après le passage du contact s'exprime par [42] :

$$T_{ff} = T_A + (T_f - T_A) \exp\left(-\frac{hA}{c\rho V} \theta\right) \quad (\text{III.28})$$

Avec :

A : surface de transfert

V : Volume affecté par la température de surface

III.3.2.4. Description du programme de calcul des températures et algorithme de calcul

Le programme utilisé dans ce mémoire est écrit en **Matlab2014b** à partir de **Fortran IV**. Le programme original a été réalisé par Koffi en 1988 au cours de ces travaux de doctorat[42]. La première partie du programme Matlab a été faite par Fayçal Mijiyawa qui a été le premier à traduire le programme Fortran. Dans ce travail de mémoire, on a contribué aux travaux antérieurs par l'ajout de calcul de la température d'équilibre du pignon. On a exprimé les températures d'équilibre en fonction de la position normalisée du point de contact S/Pn dans le but de calculer les températures instantanées de surface du pignon TF1 et celle de l'engrenage TF2 en fonction de S/Pn. L'Annexe C explique en détails les relations entre le temps, la température et la position normalisée de contact. En effet, les résultats des températures seront présentés par des courbes dont l'axe des abscisses est S/Pn, qui à son tour varie selon chaque configuration des variables. On a alors une représentation personnalisée de température instantanée selon chaque combinaison de variables.

Le corps de programme principal se divise en trois modules séparés.

III.3.2.4.1. Module N° 1 : Chaleur

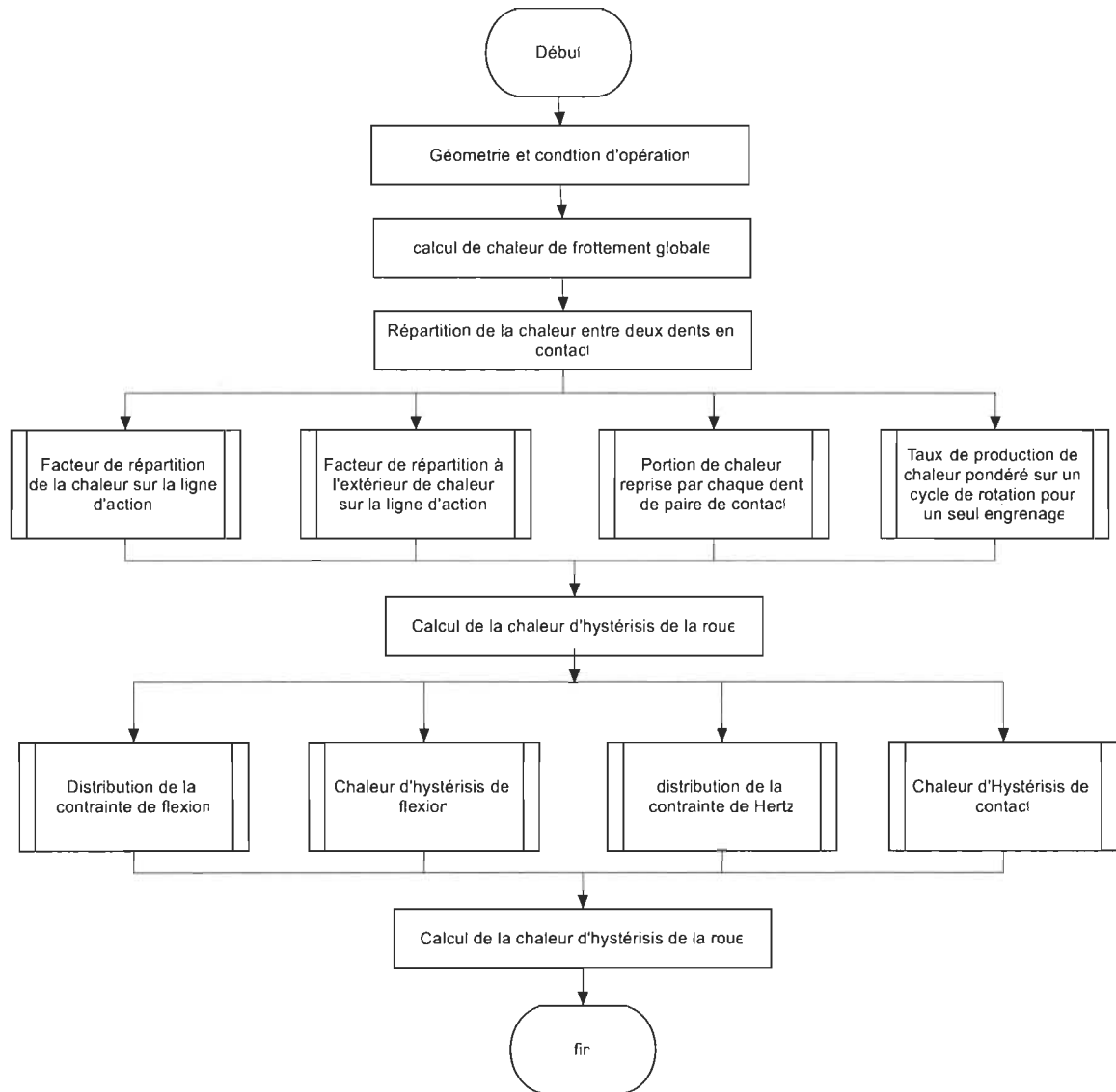


Figure III-7 : Organigramme du module de calcul de la chaleur

III.3.2.4.2. Module N° 2 : Distribution de la température en régime permanent

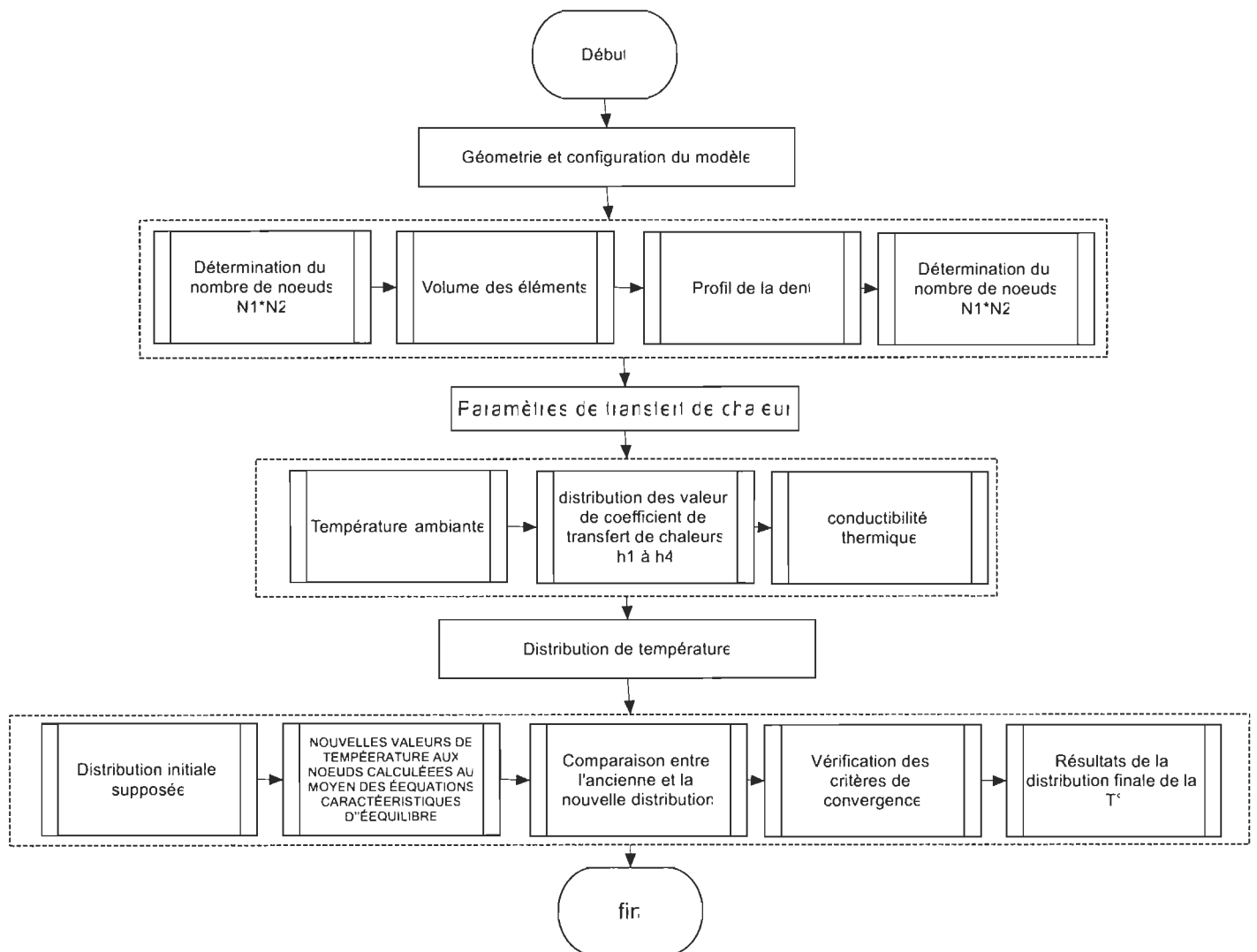


Figure III-8 : Organigramme de calcul de la température d'équilibre

III.3.2.4.3. Module N° 3 : Température instantanée sur le profil

L'algorithme de ce module qui représente la base de ce travail est le suivant :

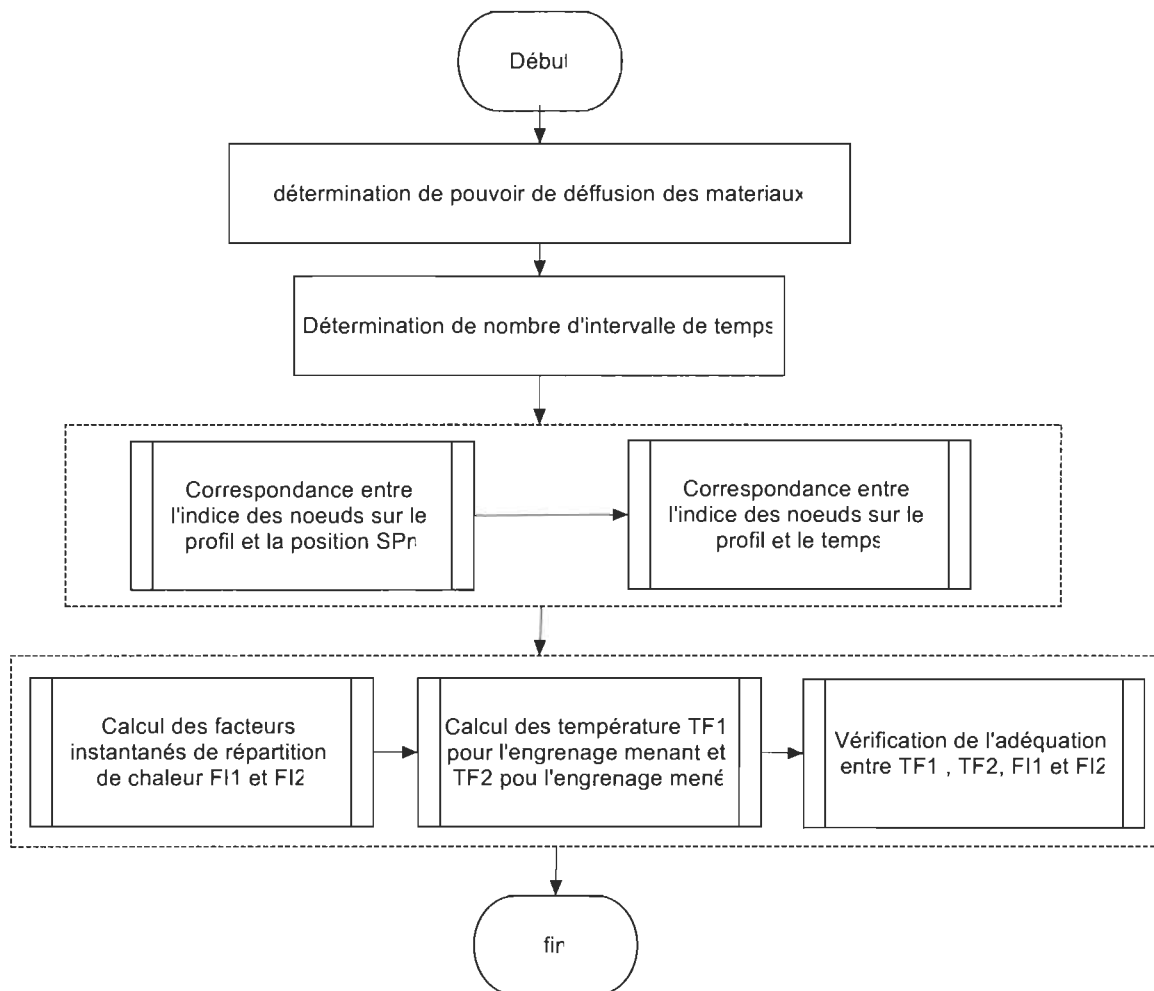


Figure III-9 : Organigramme de calcul de la température instantanée

Chapitre-4 : Résultats

IV.1. Introduction

Le programme élaboré dans le chapitre précédent a servi à la simulation du comportement thermique de surface des engrenages selon diverses combinaisons de paramètres de fonctionnement (charge, vitesse, etc.), géométriques (pas diamétral, angle de pression, etc.) et tribologiques (coefficient de frottement).

Les résultats de simulation pour la température instantanée de surface des dents en contact sont présentés dans ce chapitre. On a utilisé dans les simulations des engrenages en composite de HPDE et de fibres de bouleau à 40 % **''GEAR40B''** (Mijiyawa, 2018).

Les résultats de ces simulations sont présentés sous la forme d'une première série de courbes (figure IV-1 à figure IV-18) et de tableaux (IV-1 à IV-17) qui montrent l'évolution de la température instantanée de surface de l'engrenage menant TF1 et de l'engrenage mené TF2. Dans ces résultats, TB1 signifie la température d'équilibre de l'engrenage menant et TB2 désigne la température d'équilibre de l'engrenage mené sur le profil de la dent. Ces températures sont exprimées en fonction de la position normalisée du point de contact S/Pn repérée suivant la ligne d'action.

Le modèle de base est celui de la figure IV-2 avec une charge normale unitaire de 88lb/po, une vitesse de 1000 tr/min et un pas diamétral de 10 (module 2,54 mm). Le nombre de dents égale 30 dents et l'angle de pression égale à 20 °.

Le coefficient de frottement du Polyéthylène haute densité est $\mu=0.29$. Pour les simulations, on a choisi un coefficient de frottement légèrement supérieur $\mu=0.3$. Les

courbes (IV-10 à IV-13) montrent la variation des températures d'équilibre et instantanées en fonction de plusieurs valeurs de coefficients de frottement (de $\mu=0.3$ à $\mu=0.5$).

Une deuxième série de courbes (IV-20 à IV-22) présente l'évolution du maximum de température instantanée de surface de l'engrenage mené TF2 en fonction de la variation simultanée d'une combinaison de paramètres.

Une troisième série de courbes (IV-23 et IV-27) montre la variation de la distribution de la température instantanée de surface TF2 sur la largeur de contact de Hertz.

Les courbes des températures instantanées de surface sont obtenues à partir des températures d'équilibre sur le profil des dents en contact.

Les résultats du chapitre IV issus des simulations sont interprétés dans ce chapitre. L'analyse des résultats porte sur l'influence de chaque variable sur la température instantanée de surface des engrenages en composite de fibres naturelles.

IV.2. Résultats de simulation et de l'étude de l'influence des paramètres sur la valeur des températures calculées

IV.2.1. Observations générales

Comme l'indique le tableau III-1, la valeur de h_1 est plus élevée que celle de h_4 , ce qui influence directement la valeur de la température au pied des dents. De la même manière sur le sommet de la dent, h_2 est supérieur à h_3 . Cette inégalité affecte la température à la tête de la dent du pignon et de l'engrenage.

La supériorité de h_2 et h_1 par rapport à respectivement h_3 et h_4 s'explique par une chute de température plus lente du pied vers la tête sur la dent menée comparativement à celle observée sur la dent menante (pignon).

De façon générale, la température instantanée de surface présente moins de variations, qu'elle soit calculée sur le pignon ou sur l'engrenage mené en fonction de la valeur de S/Pn. En phase d'approche, le pignon devient légèrement plus chaud que l'engrenage en allant vers le point primitif. Au cours de la phase de retrait, en allant du point primitif vers la fin de contact théorique, l'écart entre le pignon et l'engrenage est plus remarquable. La valeur de la température instantanée passe par un premier maximum au cours de la phase d'approche juste après le début de contact théorique. En effet, en phase d'approche, elle passe par un deuxième maximum près de la fin de ce contact théorique. Le deuxième maximum se traduit par la chaleur d'hystérésis de flexion de la dent qui atteint son maximum. La présence des maximas est expliquée aussi par la discontinuité de la vitesse de glissement dans la zone de contact théorique et en dehors de cette dernière. Dans les deux cas de maximum, les valeurs de température de pignon et de l'engrenage sont confondues.

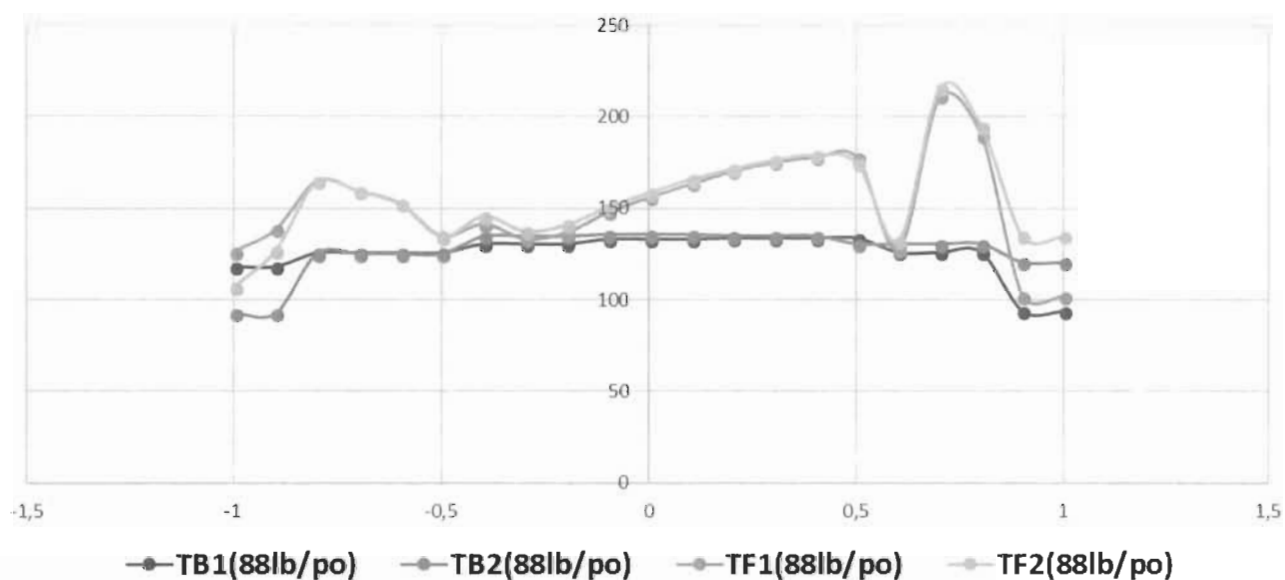
IV.2.2. Influence de la vitesse

Tableau IV-1 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=500\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

SPn	TB1(88lb/po)	TB2(88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2(88lb/po)
-0,9983	117,9799	92,8299	126,4745	106,9763
-0,8983	117,9799	92,8299	138,3676	126,7824
-0,7983	125,5921	125,1767	164,9784	164,5629
-0,6983	125,5921	125,1767	159,3659	158,9505
-0,5983	125,5921	125,1767	152,5136	152,0981
-0,4983	125,5921	125,1767	134,7802	134,3648
-0,3983	130,451	134,6679	141,3649	145,5818
-0,2983	130,451	134,6679	133,2412	137,4581
-0,1983	130,451	134,6679	136,7884	141,0053
-0,0983	133,0773	135,7493	147,897	150,5691
0,0017	133,0773	135,7493	155,955	158,6271

0,1017	133,0773	135,7493	163,3124	165,9845
0,2017	133,7148	134,9624	170,2785	171,526
0,3017	133,7148	134,9624	175,1537	176,4013
0,4017	133,7148	134,9624	177,9659	179,2135
0,5017	133,7148	130,5348	177,702	174,522
0,6017	125,8683	130,5348	127,6451	132,3117
0,7017	125,8683	130,5348	211,3118	215,9784
0,8017	125,8683	130,5348	189,8341	194,5006
0,9017	93,5719	120,599	102,0666	134,7454
1,0017	93,5719	120,599	102,0666	134,7454

Variation des températures d'équilibres et instantanées en fonction de SPn avec $V=500\text{tr/min}$ et $\mu=0,3$



FigureIV-1 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=500\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-2 : Les températures d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ (**Modèle de base**)

SPn	TB1(88lb/po)	TB2(88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2(88lb/po)
-0,9983	159,5587	128,7904	168,0534	142,9369
-0,8983	159,5587	128,7904	179,9465	162,7429
-0,7983	175,1381	181,551	214,5244	220,9373
-0,6983	175,1381	181,551	208,9119	215,3248
-0,5983	175,1381	181,551	202,0595	208,4724
-0,4983	175,1381	181,551	184,3262	190,7391
-0,3983	186,0691	198,2592	196,983	209,1731
-0,2983	186,0691	198,2592	188,8593	201,0495
-0,1983	186,0691	198,2592	192,4065	204,5967
-0,0983	192,7478	198,8709	207,5676	213,906
0,0017	192,7478	198,8709	215,6255	221,7486
0,1017	192,7478	198,8709	222,983	229,106
0,2017	195,7806	196,0891	232,3443	232,6528
0,3017	195,7806	196,0891	237,2195	237,528
0,4017	195,7806	196,0891	240,0317	240,3402
0,5017	195,7806	186,2201	239,7678	230,2073
0,6017	182,602	186,2201	184,3788	187,997
0,7017	182,602	186,2201	268,0455	271,6637
0,8017	182,602	186,2201	246,5678	250,1859
0,9017	129,2804	165,6462	137,775	179,7926
1,0017	129,2804	165,6462	137,775	179,7926

Variation de la température d'équilibre(TB) et instantanée (TF) en fonction de SPn avec $\mu=0,3$ et $V=1000\text{tr/min}$ (modèle de base)

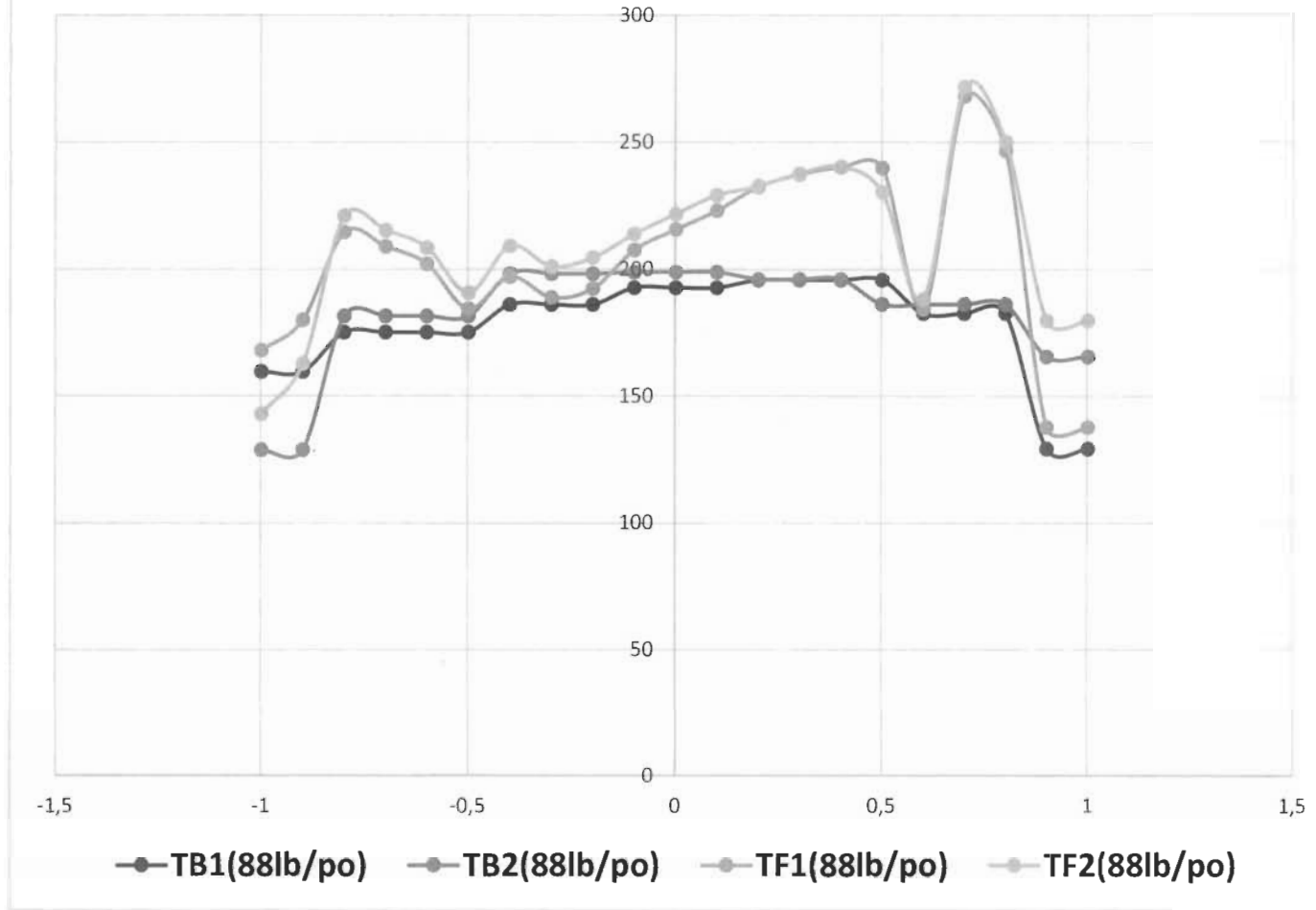


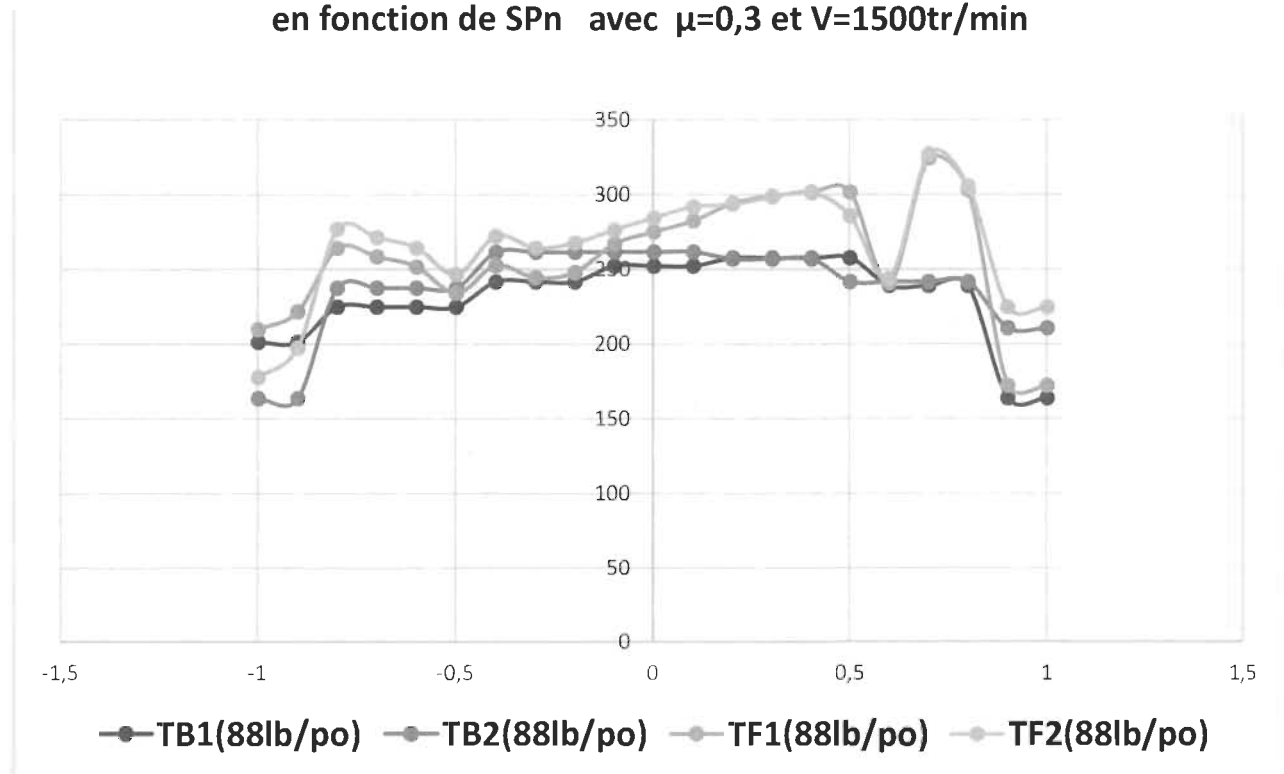
Figure IV-2 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-3 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1500\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

SPn	TB1(88lb/po)	TB2(88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2(88lb/po)
-0,9983	201,1185	163,4411	209,6131	177,5875
-0,8983	201,1185	163,4411	221,5062	197,3936
-0,7983	224,6431	237,3439	264,0294	276,7302
-0,6983	224,6431	237,3439	258,4169	271,1177
-0,5983	224,6431	237,3439	251,5645	264,2653
-0,4983	224,6431	237,3439	233,8312	246,532

-0,3983	241,5434	261,3806	252,4573	272,2945
-0,2983	241,5434	261,3806	244,3336	264,1708
-0,1983	241,5434	261,3806	247,8808	267,718
-0,0983	252,1662	261,5944	266,9859	276,4142
0,0017	252,1662	261,5944	275,0439	284,4721
0,1017	252,1662	261,5944	282,4013	291,8296
0,2017	257,4739	256,8699	294,0376	293,4336
0,3017	257,4739	256,8699	298,9129	298,3089
0,4017	257,4739	256,8699	301,725	301,121
0,5017	257,4739	241,6026	301,4611	285,5898
0,6017	238,8024	241,6026	240,5792	243,3794
0,7017	238,8024	241,6026	324,246	327,0461
0,8017	238,8024	241,6026	302,7682	305,5683
0,9017	163,7298	210,4805	172,2244	224,627
1,0017	163,7298	210,4805	172,2244	224,627

**Variation de la température d'équilibre(TB) et instantanée (TF)
en fonction de SPn avec $\mu=0,3$ et $V=1500\text{tr/min}$**



FigureIV-3 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1500\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

Les figures IV-1 à IV-3 montrent la distribution de la température instantanée et celle d'équilibre en fonction de S/Pn pour trois vitesses (500 tr/min, 1000tr/min et 1500 tr/min). Les autres paramètres sont les mêmes que le modèle de base. Il est donc possible de déduire que la température instantanée de surface s'accroît avec l'augmentation de la vitesse. Au début de la phase d'approche, les relations $TB1 > TB2$ et $TF1 > TF2$ sont toujours respectées pour toutes les vitesses considérées. En augmentant la vitesse de rotation, les températures TF1 et TF2 augmentent significativement au même point de contact, mais restent quasiment constantes ($TF1 \approx TF2$) à la même vitesse. L'augmentation de la température d'équilibre n'est pas directement proportionnelle à celle de la vitesse, car l'augmentation de la chaleur produite par unité de temps est accompagnée simultanément de l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur.

IV.2.3. Influence de la charge

Tableau IV-4 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=53\text{lb/po}$

S/Pn	TB1 (53lb/po)	TB2 (53lb/po)	TF1(53lb/po)	TF2 (53lb/po)
-0.9704	131,7208	105,2915	137,7955	115,438
-0.8704	131,7208	105,2915	146,3004	129,6438
-0.7704	131,7208	105,2915	161,8713	135,442
-0.6704	141,9687	143,665	167,9663	169,6626
-0.5704	141,9687	143,665	162,7665	164,4628
-0.4704	141,9687	143,665	147,1025	148,7988
-0.3704	148,8711	155,3967	157,3336	163,8592
-0.2704	148,8711	155,3967	151,036	157,5615
-0.1704	148,8711	155,3967	153,787	160,3126
-0.0704	152,8781	156,2801	164,3631	167,7651
0.0296	152,8781	156,2801	170,5763	173,9783
0.1296	152,8781	156,2801	176,2012	179,6031
0.2296	154,3544	156,2801	182,4356	184,3613
0.3296	154,3544	154,8194	185,9631	186,4281

0.4296	154,3544	154,8194	187,7253	188,1903
0.5296	154,3544	154,8194	186,7973	187,2623
0.6296	144,8105	148,6189	146,1443	149,9528
0.7296	144,8105	148,6189	298,2593	302,0678
0.8296	144,8105	148,6189	150,8851	158,7654
0.9296	105,8772	135,2087	111,9519	145,3552
1.0296	105,8772	135,2087	111,9519	145,3552

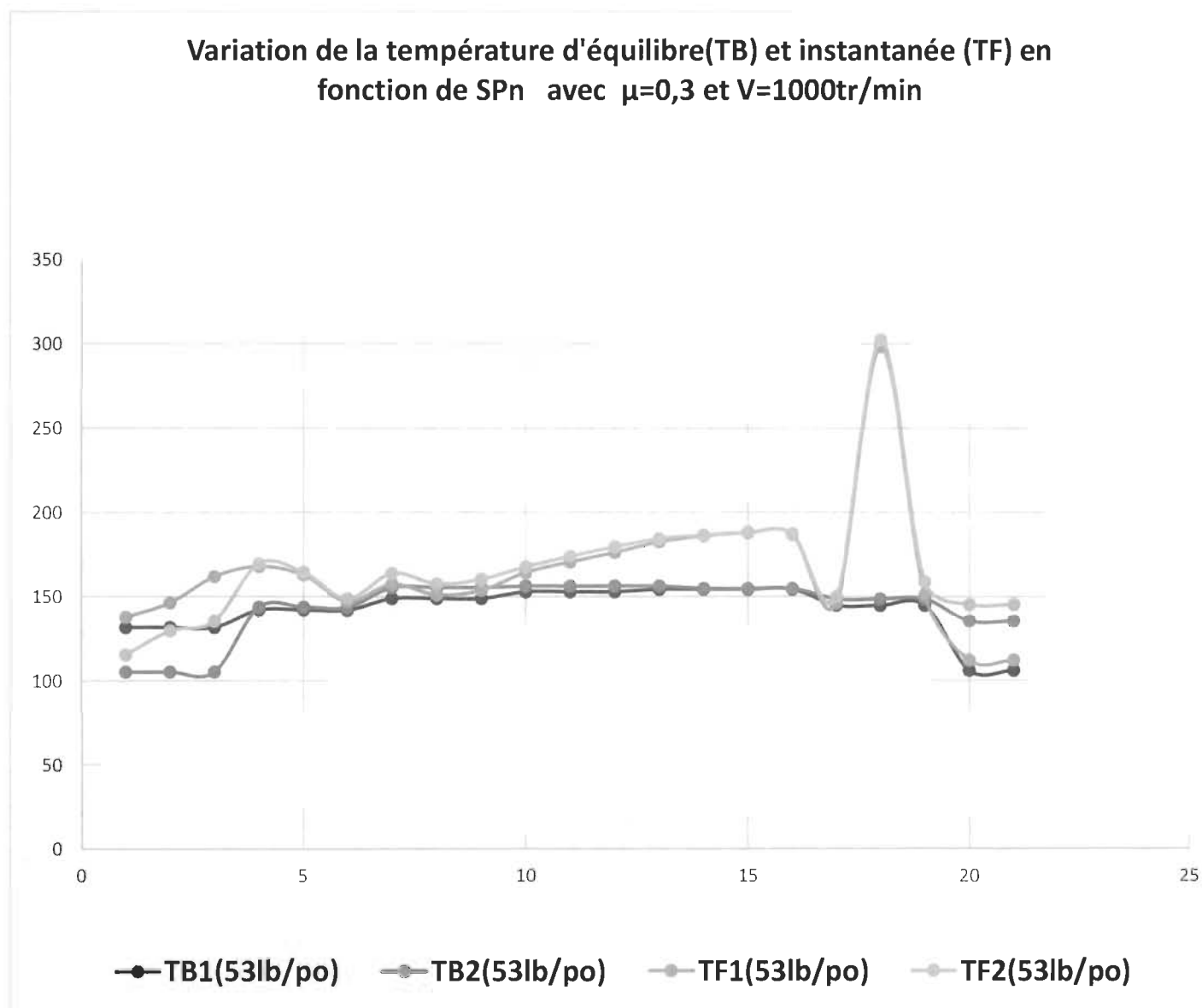


Figure IV-4 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=53\text{lb/po}$

Tableau IV-5 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ &
 $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=109\text{lb/po}$

S/Pn	TB1 (109lb/po)	TB2 (109lb/po)	TF1(109lb/po)	TF2 (109lb/po)
-1.0115	174,1864	141,2198	183,4284	156,5756
-0.9115	174,1864	141,2198	196,3679	178,0748
-0.8115	174,1864	141,2198	218,2465	185,2799
-0.7115	192,5711	201,5318	230,2618	239,2225
-0.6115	192,5711	201,5318	222,5672	231,5278
-0.5115	192,5711	201,5318	203,6389	212,5995
-0.4115	205,6033	220,8523	217,7438	232,9928
-0.3115	205,6033	220,8523	208,7063	223,9553
-0.2115	205,6033	220,8523	212,6518	227,9007
-0.1115	205,6033	220,8523	222,0925	237,3415
-0.0115	213,6768	221,3142	239,1518	246,7892
0.0885	213,6768	221,3142	247,3871	255,0245
0.1885	213,6768	221,3142	254,5215	262,1589
0.2885	217,5239	217,8313	263,9516	264,259
0.3885	217,5239	217,8313	267,3419	267,6493
0.4885	217,5239	217,8313	267,4918	267,7993
0.5885	202,4414	206,0253	204,4485	208,0325
0.6885	202,4414	206,0253	286,9491	290,5331
0.7885	202,4414	206,0253	294,9764	298,5603
0.8885	202,4414	206,0253	211,6834	221,3811
0.9885	141,5855	181,6762	150,8275	197,032
1.0885	141,5855	181,6762	150,8275	197,032

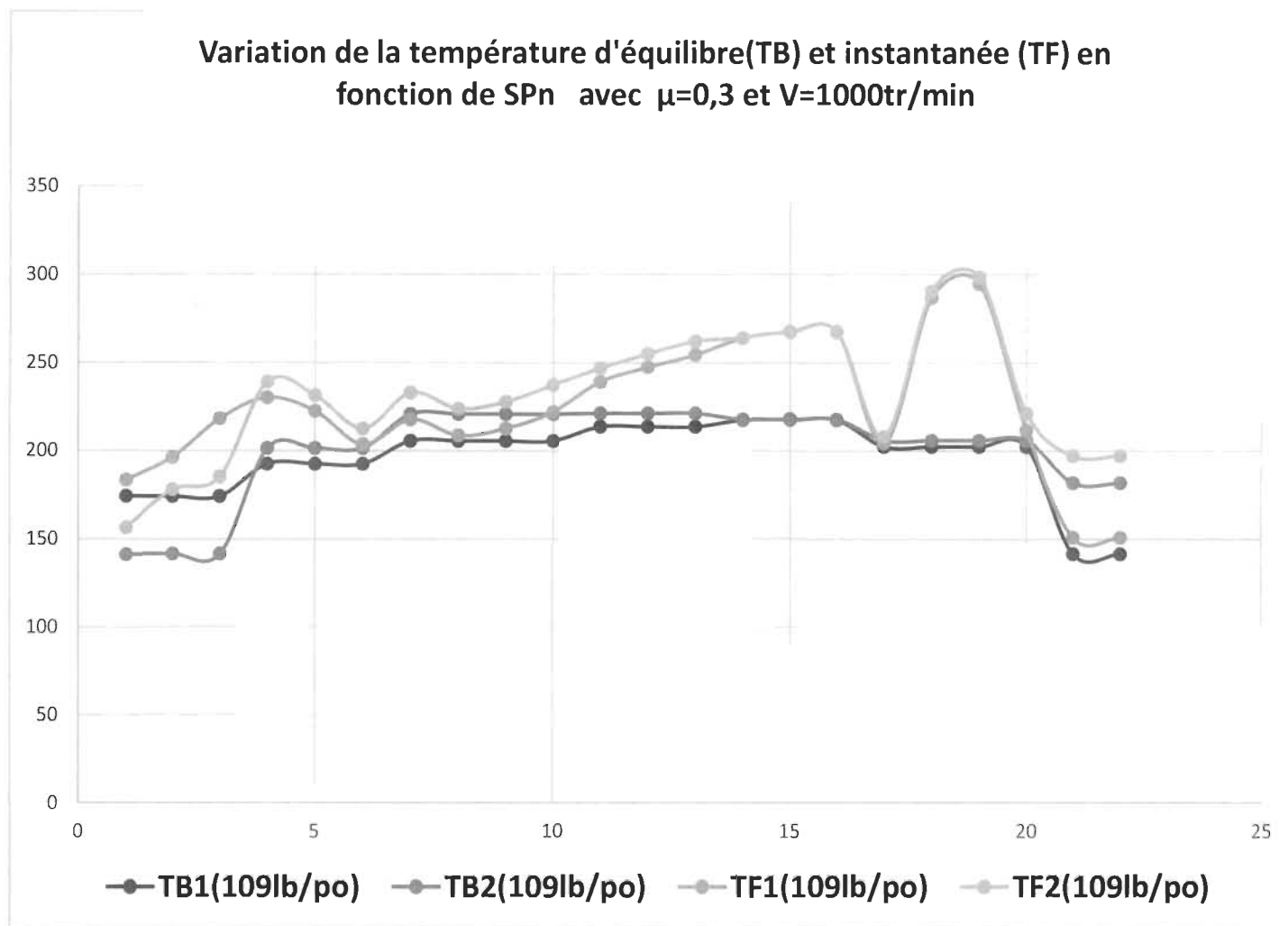


Figure IV-5 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=109\text{lb/po}$

Les figures IV-4 et IV-5 représentent la distribution de la température d'équilibre et de la température instantanée en fonction de S/Pn pour trois valeurs de charge normale unitaire W_0 différentes (53lb/po, 88 lb/po et 109 lb/po). On peut déduire à partir des courbes que la température instantanée augmente avec la charge aussi bien que la température d'équilibre. Dans les deux cas, l'augmentation se fait à une puissance inférieure à 1. Ceci s'explique par la méthode de calcul de la charge de la dent. En effet, lorsque la charge totale augmente,

les dents fléchissent plus et la fraction de la charge totale reprise par chaque dent diminue. Donc, d'après les équations de transfert de chaleur, la chaleur totale produite (l'équation III.5) est une fonction de la charge reprise par la dent. On peut ainsi en conclure que la distribution de la température d'équilibre calculée par l'équation de Poisson (III.1) n'est pas directement proportionnelle à la charge. En effet, comme la température instantanée de surface est directement liée à la distribution de la température d'équilibre sur le flanc chargé de la dent, la température instantanée n'est pas directement proportionnelle à la charge.

IV.2.4. Influence du pas diamétral P (module) : (à nombre de dents constant)

Tableau IV-6 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $P=5$

S/Pn	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-0.9323	143,0496	116,1674
-0.8323	152,9341	132,76
-0.7323	183,7687	186,4414
-0.6323	178,8155	181,4882
-0.5323	172,3445	175,0172
-0.4323	156,9154	152,2639
-0.3323	163,9408	172,6027
-0.2323	155,8371	164,499
-0.1323	164,318	168,0414
-0.0323	172,758	176,7519
0.0677	180,6876	184,6815
0.1677	187,7713	191,7653
0.2677	196,5603	196,351
0.3677	200,6001	200,3908
0.4677	202,024	201,8147
0.5677	188,8633	193,2328
0.6677	152,1681	156,5376
0.7677	182,5506	186,9201
0.8677	111,9244	153,0999
0.9677	111,9244	153,0999

**Variation des températures instantanées TF1 et TF2 en
fonction de SPn avec $\mu=0,3$, $W_0=88\text{lb/po}$
 $V=1000\text{tr/min}$ et $P=5$**

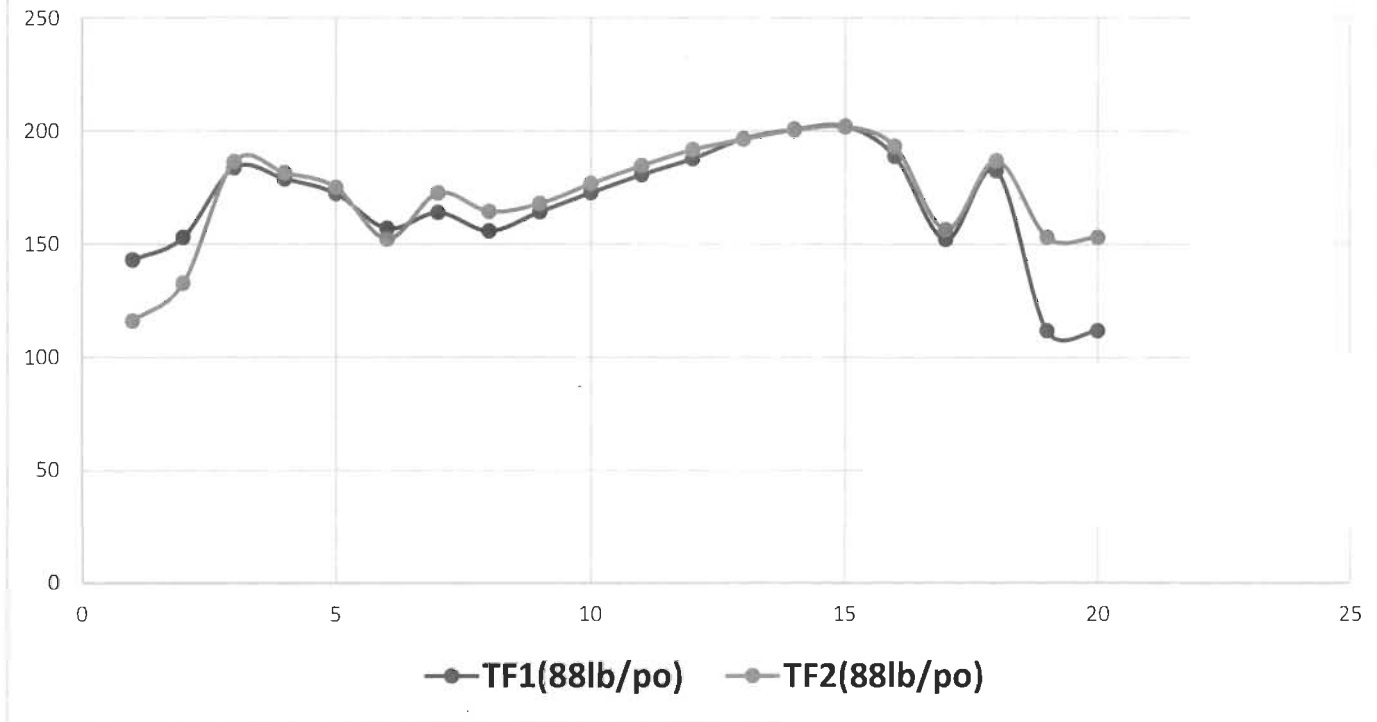


Figure IV-6 : Distribution de la température instantanée de surface avec $P=5$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-7 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $P=12$

S/Pn	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-1.0216	173,5419	148,7629
-0.9216	184,9411	167,6702
-0.8216	205,196	175,0543
-0.7216	215,3908	222,7644
-0.6216	208,4216	215,7952
-0.5216	191,8925	199,2661

-0.4216	203,7444	216,2222
-0.3216	195,6146	208,0924
-0.2216	199,1632	211,6411
-0.1216	207,6586	221,093
-0.0216	222,5749	229,1905
0.0784	230,0164	236,632
0.1784	236,4964	243,112
0.2784	244,2381	245,1448
0.3784	247,46	248,3666
0.4784	247,8834	248,79
0.5784	191,1268	194,4398
0.6784	261,5076	264,8206
0.7784	290,802	294,1149
0.8784	197,4423	206,1179
0.9784	143,8298	185,1674
1.0784	143,8298	185,1674

**Variation des températures instantanées TF1 et TF2 en
fonction de SPn avec $\mu=0,3$, $W0=88\text{lb/po}$
 $V=1000\text{tr/min}$ et $P=12$**

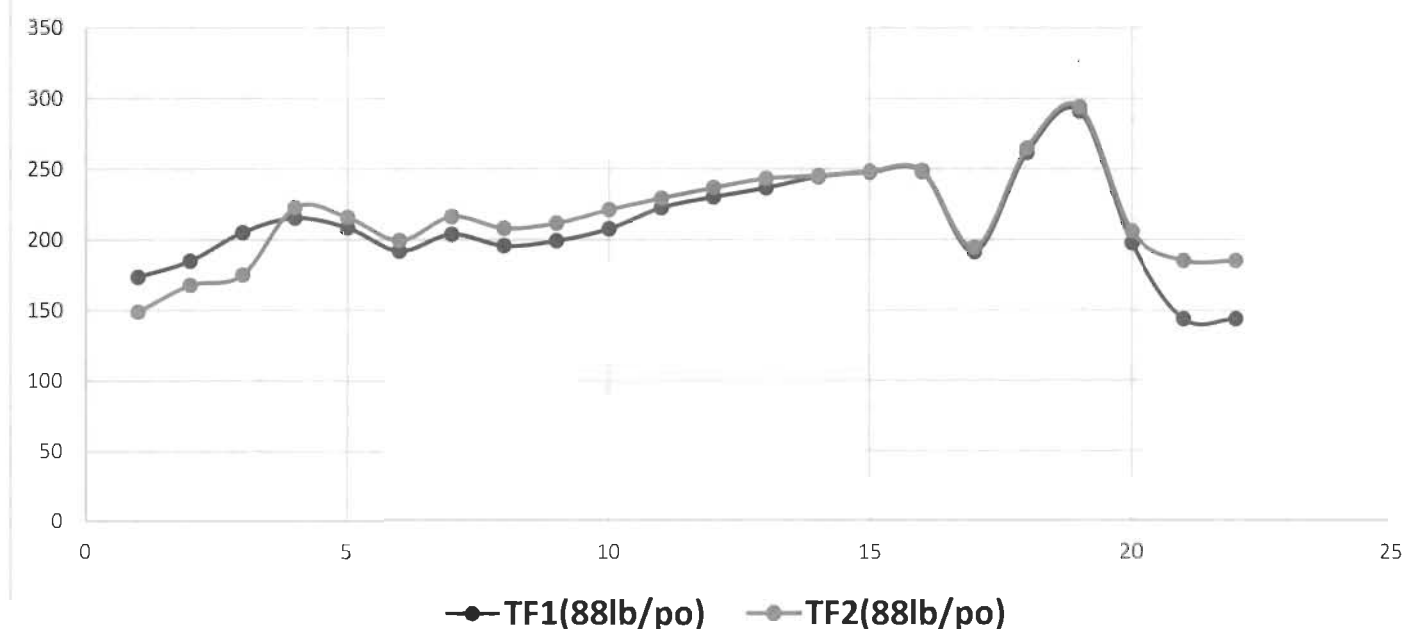


Figure IV-7 : Distribution de la température instantanée de surface avec $P=12$ & $\mu=0,3$
& $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

Les figures précédentes montrent l'effet du module ou du pas diamétral sur la température instantanée de surface. Trois valeurs de pas diamétral ont été utilisées ($P=5$, $P=10$ et $P=12$). Il est possible de constater que le maximum de la température instantanée de surface s'accroît avec l'augmentation du pas diamétral, en d'autres termes avec la diminution du module. En effet, la diminution du module produit des dents plus petites. La température d'équilibre est considérablement influencée par le changement du module, car comme le montre le tableau III-1, les coefficients de transfert de chaleur h varient selon la variation du module. Cette variation implique que le gradient de température varie encore plus en allant de la tête vers le pied de la dent.

Les courbes présentées dans cette section sont pour un nombre de dents fixe. L'effet combiné de variation de nombre de dents simultanément avec le pas diamétral sera étudié dans la section **IV.2.8**.

IV.2.5. Influence de l'angle de pression

Tableau IV-8 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $\Theta=14.5$

S/Pn	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-1.1448	205,5092	168,2662
-1.0448	219,8981	198,2467
-0.9448	270,8483	211,0254
-0.8448	262,6687	263,5805
-0.7448	253,7568	254,6685
-0.6448	215,7497	216,6614
-0.5448	248,8763	262,0563
-0.4448	238,8084	251,9884
-0.3448	228,5825	241,7625
-0.2448	224,3483	237,5284
-0.1448	242,8232	250,5127
-0.0448	252,9767	260,6661

0.0552	262,9199	270,6094
0.1552	272,5453	280,2347
0.2552	283,2844	285,7739
0.3552	291,8376	294,3271
0.4552	299,4989	301,9883
0.5552	305,7811	308,2706
0.6552	283,0343	294,8187
0.7552	212,7199	224,5042
0.8552	404,3573	406,1417
0.9552	444,8186	456,603
1.0552	157,6682	226,8851
1.1552	157,6682	226,8851

**Variation des températures instantanées TF1 et TF2 en
fonction de SPn avec $\mu=0,3$, $W0=88\text{lb/po}$
 $V=1000\text{tr/min}$ et $\theta=14.5$**

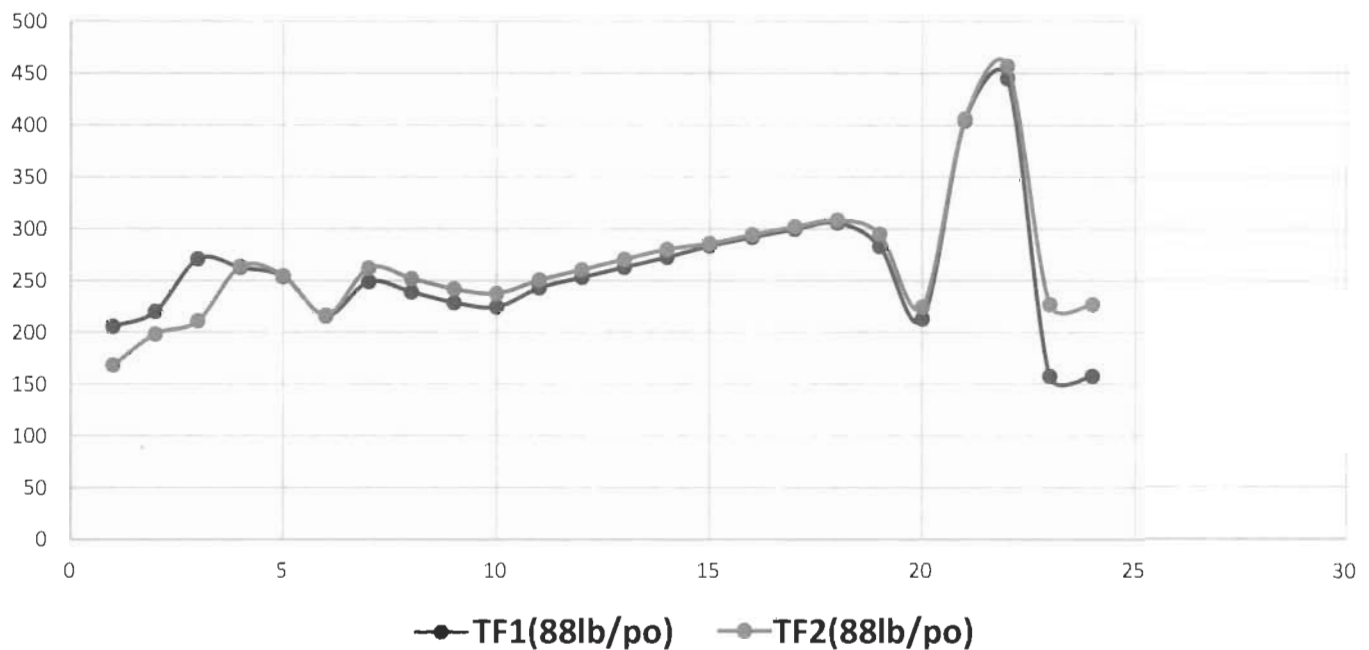


Figure IV-8 : Distribution de la température instantanée de surface avec $\theta=14.5$ & $\mu=0,3$
& $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-9 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ &
 $W_0=88\text{lb/po}$ & $\theta=25$

S/Pn	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-0.9083	141,2076	127,5763
-0.8083	152,6933	144,1383
-0.7083	162,0948	144,8377
-0.6083	177,2671	186,5261
-0.5083	170,8951	180,1542
-0.4083	162,3336	171,5926
-0.3083	165,0562	175,0706
-0.2083	166,9303	176,9447
-0.1083	174,3836	184,398
-0.0083	186,67	191,4059
0.0917	192,7861	197,5219
0.1917	197,6701	202,4059
0.2917	203,6004	203,2299
0.3917	204,2652	203,8947
0.4917	178,9954	178,6248
0.5917	203,7541	201,9723
0.6917	219,1034	217,3216
0.7917	171,8017	173,6456
0.8917	124,4489	147,8093
0.9917	124,4489	147,8093

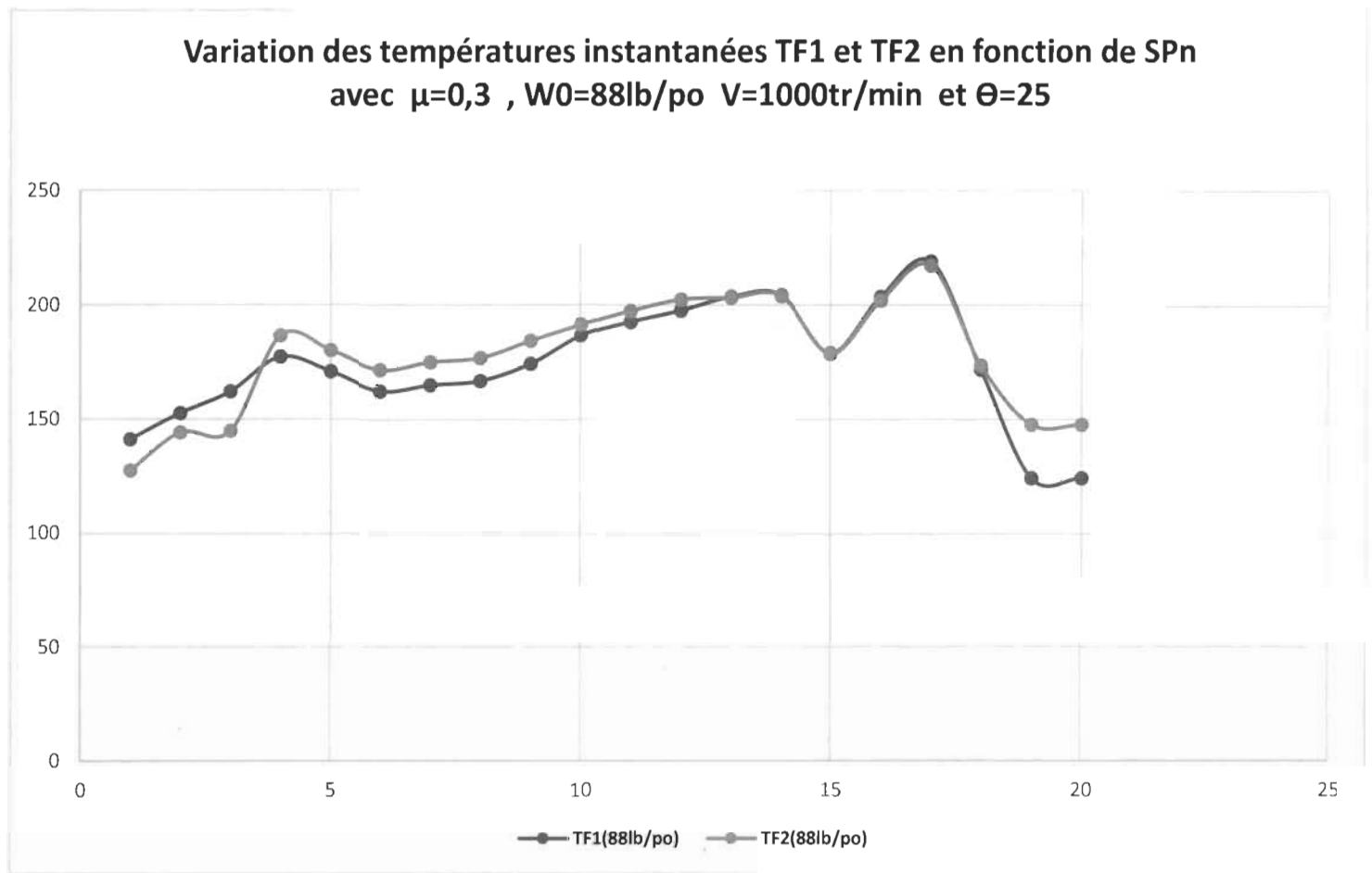


Figure IV-9 : Distribution de la température instantanée de surface avec $\Theta=25$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

L'influence de l'angle de pression est montrée par les figures IV-8 et IV-9. Cette variable était sur trois niveaux ($\Theta=14.5^\circ$, $\Theta=20^\circ$ et $\Theta=25^\circ$). Pour la première valeur ($\Theta=14.5$), l'allure des courbes de température instantanée du pignon ainsi que l'engrenage mené est presque la même que les autres valeurs de Θ . Le maximum des températures instantanées de surface est celui qui présente la variation la plus importante. Comme le présente le modèle de base $\Theta=20^\circ$ au cours de la phase d'approche (figure IV-2), la température instantanée sur le profil de la dent menée et celle de la dent menante sont beaucoup plus élevée que la température d'équilibre. Elles se rapprochent légèrement au point primitif et

elles s'écartent de nouveau au cours de la phase de retrait. Cette allure est davantage marquée pour $\Theta=14.5^\circ$.

Pour un angle $\Theta=25^\circ$, les courbes conservent toujours la même tendance de variation pour l'engrenage mené ainsi que pour le pignon comme le montre la figure IV-9. Cependant, les valeurs de la température instantanée sont plus basses que celles du modèle de base $\Theta=20^\circ$. Le maximum de température instantanée est très faible par rapport à la valeur moyenne de la courbe ainsi que par rapport au maximum de la température instantanée pour un angle de pression de $\Theta=14.5^\circ$ ou de $\Theta=20^\circ$. En effet, l'augmentation de la température instantanée causée par la diminution de l'angle de pression est expliquée par l'expression de facteur de répartition de la charge qui est en fonction du cosinus de l'angle Θ à la puissance -0.22 comme le montre l'équation suivante :

$$\left. \frac{W_i}{W} \right|_0 = 0.48 E_2^{0.28} (W_0 P \cos \theta)^{-0.22} Z_2^{-0.4} r g^{0.1} \quad (\text{IV.1})$$

On a aussi W_i/W est en fonction de l'écart normalisé $\delta S/P_n$ (équation V.2) qui dépend à son tour de la racine carrée du cosinus de l'angle de pression à la puissance 0.7.

$$\frac{\delta S}{P_n} = 0.131 E_2^{-0.34} (Z_2 \sqrt{W_0 P \cos \theta})^{0.7} \left(\frac{Z_2}{Z_1} \right)^{-0.55} \quad (\text{IV.2})$$

E_2 : Module élastique de l'engrenage à T° ambiante

W_0 : Charge normale unitaire (N/cm)

P : Pas diamétral (po^{-1})

Θ : Angle de pression

On peut donc tirer la conclusion que toute diminution de l'angle de pression Θ entraîne une augmentation de l'écart normalisé $\delta S/P_n$. Par conséquent, cela engendre une diminution du facteur de répartition de charge et donc une hausse de la température instantanée.

IV.2.6. Influence du coefficient de frottement (μ)

Tableau IV-10 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,35$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

S/Pn	TB1 (88lb/po)	TB2 (88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-0.9983	173,3961	140,286	183,3065	156,7902
-0.8983	173,3961	140,286	197,1817	179,8972
-0.7983	191,6111	200,0956	237,5617	246,0462
-0.6983	191,6111	200,0956	231,0139	239,4984
-0.5983	191,6111	200,0956	223,0194	231,5039
-0.4983	191,6111	200,0956	202,3305	210,815
-0.3983	204,5111	219,226	217,244	231,9589
-0.2983	204,5111	219,226	207,7664	222,4813
-0.1983	204,5111	219,226	211,9048	226,6197
-0.0983	212,4924	219,7061	229,7821	236,9959
0.0017	212,4924	219,7061	239,1831	246,3968
0.1017	212,4924	219,7061	247,7668	254,9805
0.2017	216,2833	216,2891	258,941	258,9467
0.3017	216,2833	216,2891	264,6287	264,6345
0.4017	216,2833	216,2891	267,9096	267,9153
0.5017	216,2833	204,6413	267,6017	255,9596
0.6017	201,287	204,6413	203,36	206,7142
0.7017	201,287	204,6413	300,9711	304,3254
0.8017	201,287	204,6413	275,9137	279,268
0.9017	140,7179	180,567	150,6283	197,0712
1.0017	140,7179	180,567	150,6283	197,0712

**Variation de la température d'équilibre(TB) et instantanée (TF)
en fonction de SPn avec $\mu=0,35$, $W0=88\text{lb/po}$ et $V=1000\text{tr/min}$**

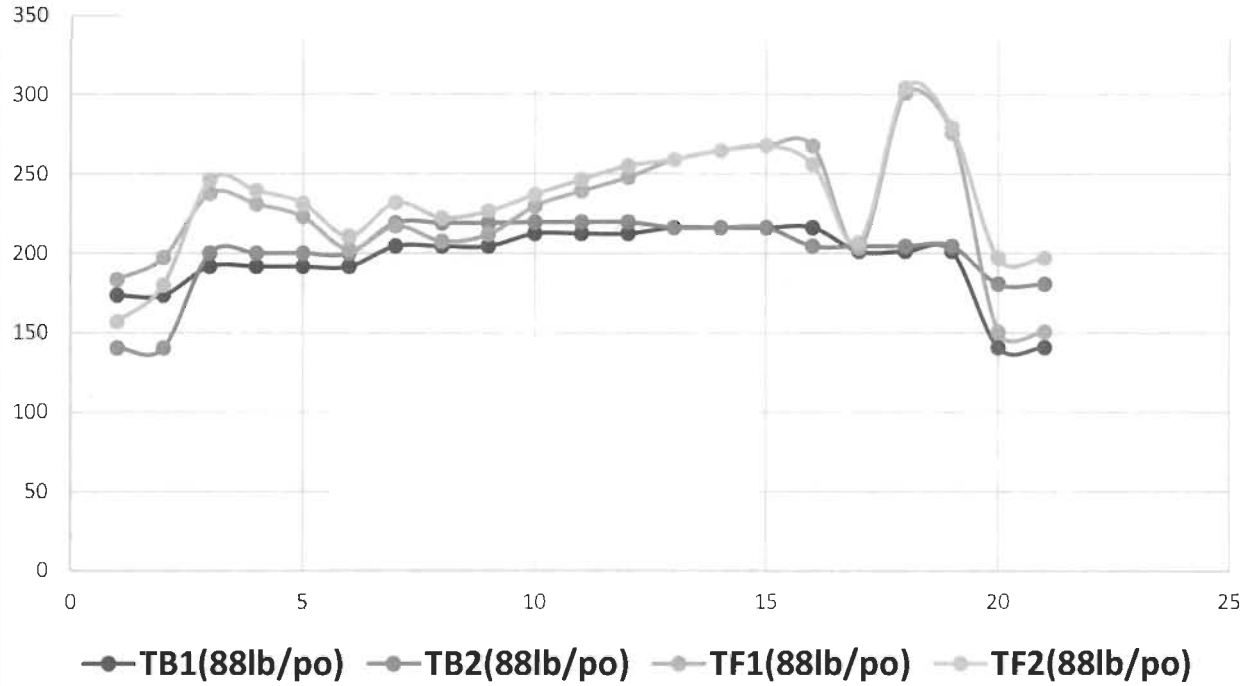


Figure IV-10 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec
 $\mu=0,35$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-11 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,4$ &
 $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

S/Pn	TB1 (88lb/po)	TB2 (88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-0.9983	187,2239	151,7704	198,55	170,6323
-0.8983	187,2239	151,7704	214,4075	197,0404
-0.7983	208,0717	218,6356	260,5868	271,1507
-0.6983	208,0717	218,6356	253,1035	263,6674
-0.5983	208,0717	218,6356	243,967	254,5309
-0.4983	208,0717	218,6356	220,3225	230,8864
-0.3983	222,9431	240,1897	237,495	254,7415
-0.2983	222,9431	240,1897	226,6635	243,91

-0.1983	222,9431	240,1897	231,3931	248,6396
-0.0983	232,2282	240,5391	251,9879	260,2988
0.0017	232,2282	240,5391	262,7319	271,0428
0.1017	232,2282	240,5391	272,5417	280,8527
0.2017	236,7775	236,4875	285,5291	285,239
0.3017	236,7775	236,4875	292,0294	291,7394
0.4017	236,7775	236,4875	295,779	295,4889
0.5017	236,7775	223,0614	295,4271	281,711
0.6017	219,9627	223,0614	222,3319	225,4305
0.7017	219,9627	223,0614	333,8875	336,9861
0.8017	219,9627	223,0614	305,2505	308,3491
0.9017	152,1366	195,4872	163,4628	214,3492
1.0017	152,1366	195,4872	163,4628	214,3492

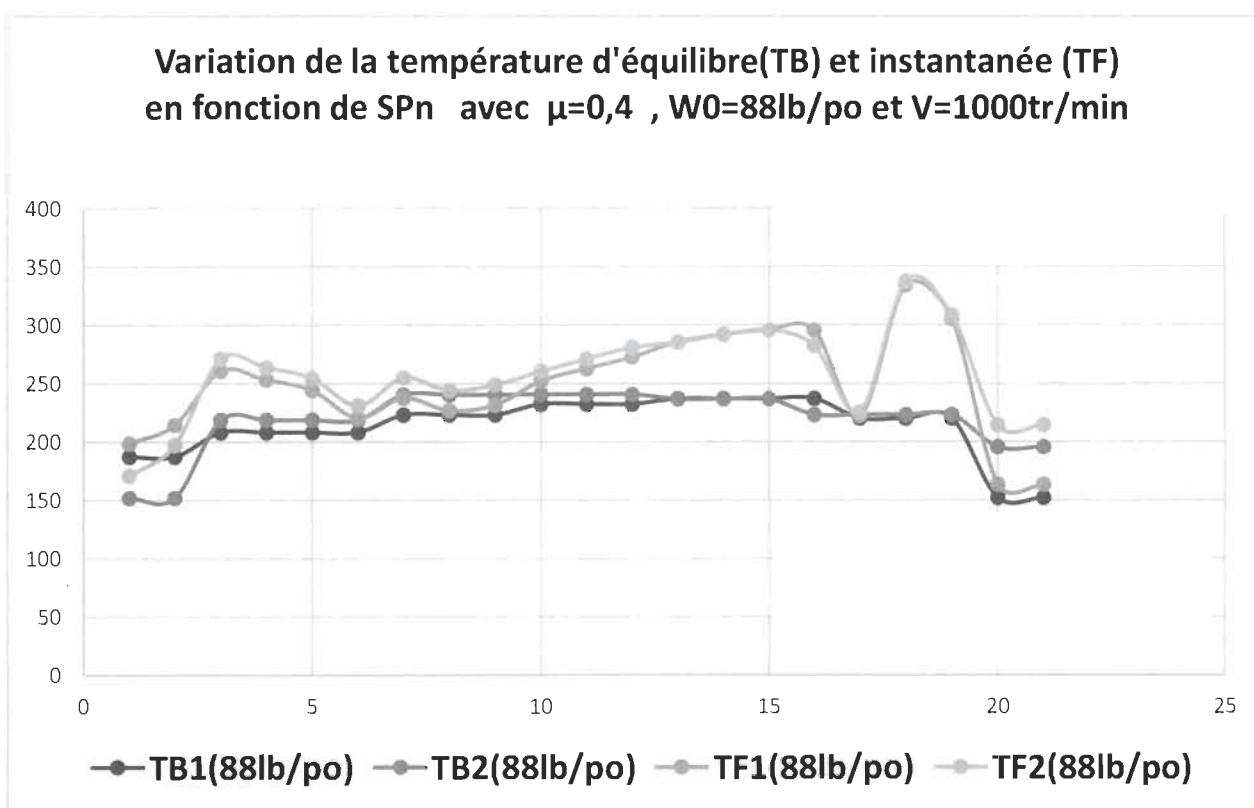


Figure IV-11 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,4$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-12 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,45$ &
 $V=1000\text{tr/min}$ & $W0=88\text{lb/po}$

S/Pn	TB1 (88lb/po)	TB2 (88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-0.9983	201,0451	163,2647	213,7871	184,4844
-0.8983	201,0451	163,2647	231,6267	214,1935
-0.7983	224,5241	237,1797	283,6035	296,2591
-0.6983	224,5241	237,1797	275,1848	287,8405
-0.5983	224,5241	237,1797	264,9062	277,5619
-0.4983	224,5241	237,1797	238,3062	250,9619
-0.3983	241,3695	261,1562	257,7403	277,527
-0.2983	241,3695	261,1562	245,5548	265,3415
-0.1983	241,3695	261,1562	250,8756	270,6623
-0.0983	251,9602	261,3741	274,1899	283,6038
0.0017	251,9602	261,3741	286,2768	295,6908
0.1017	251,9602	261,3741	297,3129	306,7269
0.2017	257,2695	256,6873	312,115	311,5328
0.3017	257,2695	256,6873	319,4279	318,8457
0.4017	257,2695	256,6873	323,6461	323,0639
0.5017	257,2695	241,4825	323,2503	307,4632
0.6017	238,6379	241,4825	241,3032	244,1477
0.7017	238,6379	241,4825	366,8032	369,6478
0.8017	238,6379	241,4825	334,5866	337,4311
0.9017	163,5572	210,408	176,2991	231,6277
1.0017	163,5572	210,408	176,2991	231,6277

Variation de la température d'équilibre(TB) et instantanée (TF) en fonction de SPn avec $\mu=0,45$, $W0=88lb/po$ et $V=1000tr/min$

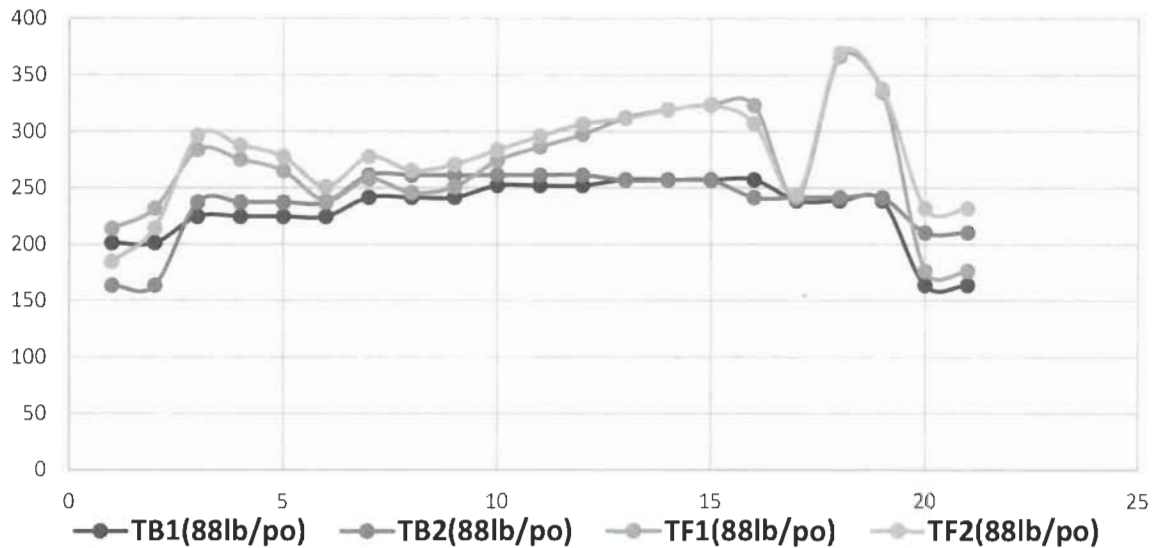


Figure IV-12 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,45$ & $V=1000tr/min$ & $W0=88lb/po$

Tableau IV-13 : La température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,5$ & $V=1000tr/min$ & $W0=88lb/po$

S/Pn	TB1 (88lb/po)	TB2 (88lb/po)	TF1(88lb/po)	TF2 (88lb/po)
-0.9983	214,8611	174,7642	229,0188	198,3416
-0.8983	214,8611	174,7642	248,8406	231,3517
-0.7983	240,9696	255,7258	306,6134	321,3696
-0.6983	240,9696	255,7258	297,2593	312,0155
-0.5983	240,9696	255,7258	285,8386	300,5949
-0.4983	240,9696	255,7258	256,2831	271,0393
-0.3983	259,7908	282,1241	277,9806	300,3139
-0.2983	259,7908	282,1241	264,4412	286,7745
-0.1983	259,7908	282,1241	270,3532	292,6865
-0.0983	271,6884	282,2102	296,388	306,9098
0.0017	271,6884	282,2102	309,818	320,3398
0.1017	271,6884	282,2102	322,0804	332,6022
0.2017	277,7586	276,8878	338,6981	337,8273
0.3017	277,7586	276,8878	346,8235	345,9527

0.4017	277,7586	276,8878	351,5105	350,6396
0.5017	277,7586	259,9039	351,0706	333,2159
0.6017	257,311	259,9039	260,2725	262,8654
0.7017	257,311	259,9039	399,717	402,3099
0.8017	257,311	259,9039	363,9207	366,5136
0.9017	174,9755	225,3291	189,1332	248,9065
1.0017	174,9755	225,3291	189,1332	248,9065

Variation de la température d'équilibre(TB) et instantanée (TF) en fonction de SPn avec $\mu=0,5$, $W_0=88\text{lb/po}$ et $V=1000\text{tr/min}$

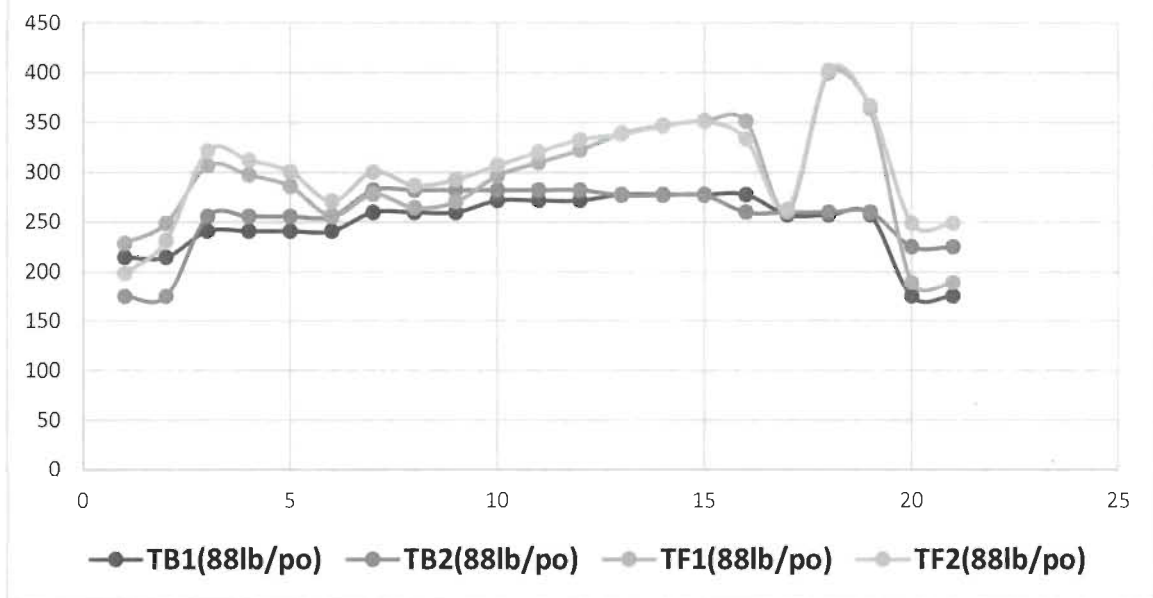


Figure IV-13 : Distribution de la température d'équilibre et instantanée de surface avec $\mu=0,5$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

Le coefficient de frottement est un paramètre caractéristique du matériau. Étant donné qu'on travaille avec un nouveau matériau composite, cette valeur est encore indéterminée. La valeur de ce coefficient dépend de plusieurs facteurs comme le mode de fabrication, le pourcentage de fibres, etc. Pour le modèle de base, un coefficient de frottement égal à 0.3

a été utilisé. Une série de courbes données par les figures IV-10 à IV-13 montre l'effet de la variation de ce paramètre sur la température instantanée de surface. Les simulations étaient faites pour des valeurs de coefficient de frottement égales à $\mu=0.3$, $\mu=0.35$, $\mu=0.4$, $\mu=0.45$ et $\mu=0.5$. Ce paramètre contrôle de manière considérable la valeur de température instantanée. En effet, la variation de chaleur de frottement a une double variation sur la température instantanée de surface. D'une part, la température instantanée est directement liée au coefficient instantané de répartition de chaleur de frottement donnée par les expressions de $\Delta T1$ et $\Delta T2$ (l'augmentation instantanée de la température du pignon et de l'engrenage respectivement). D'autre part, la température instantanée est liée à la température d'équilibre qui présente une variation en fonction du coefficient de frottement lors de l'application des coefficients de transfert de chaleur. Les courbes IV-10 et IV-11 de cette section montrent à titre d'exemple que pour une variation de **0.05** de coefficient de frottement (de 0.35 à 0.4), le maximum de température instantanée augmente de **33 °F**.

La figure IV-14 montre l'effet de la variation du coefficient du frottement sur le maximum de la température instantanée de surface de l'engrenage mené TF2 tel que les valeurs de températures sont données en degré Fahrenheit °F. En effet, il est clair que le maximum de température instantanée augmente avec l'augmentation du coefficient du frottement.

Le programme élaboré dans ce mémoire permet de simuler les variations de températures instantanées et d'équilibre pour plusieurs valeurs de coefficient de frottement. Etant donné que la valeur du coefficient de frottement du PEHD est $\mu=0.29$, on a pris un large intervalle qui s'étend jusqu'à $\mu=0.5$ dont on peut expliquer la valeur élevée de TF2. Des travaux sont en cours pour déterminer la valeur du coefficient pour ce composite, ce qui permettra de simuler la distribution de la température instantanée des engrenages 'GEAR40B'.

Variation de Max de TF2 en fonction du coefficient de frottement μ

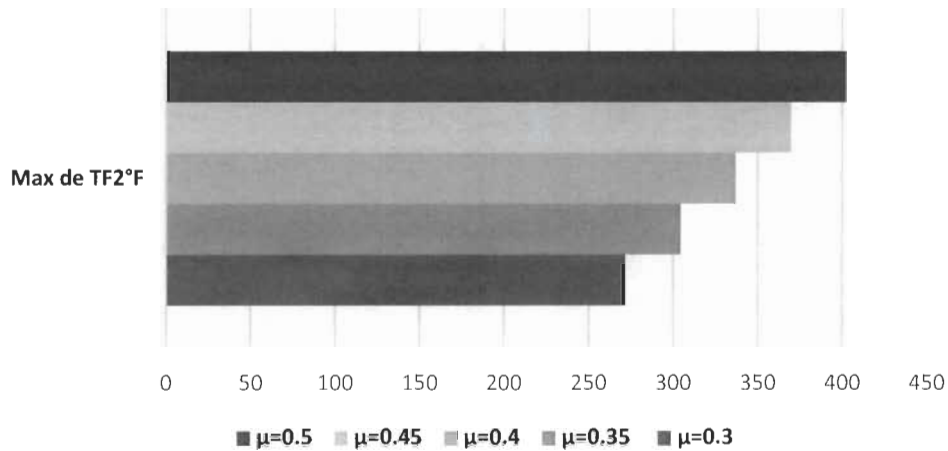


Figure IV-14 : Variation de Maximum de TF2 en fonction du coefficient de frottement μ

IV.2.7. Influence du nombre de dents

Tableau IV-14 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ &

$W0=88\text{lb/po}$ & $Z=30$

S/Pn	TF1 (Z=30)	TF2 (Z=30)
-0.9704	137,7955	115,438
-0.8704	146,3004	129,6438
-0.7704	161,8713	135,442
-0.6704	167,9663	169,6626
-0.5704	162,7665	164,4628
-0.4704	147,1025	148,7988
-0.3704	157,3336	163,8592
-0.2704	151,036	157,5615
-0.1704	153,787	160,3126
-0.0704	164,3631	167,7651
0.0296	170,5763	173,9783
0.1296	176,2012	179,6031
0.2296	182,4356	184,3613
0.3296	185,9631	186,4281

0.4296	187,7253	188,1903
0.5296	186,7973	187,2623
0.6296	146,1443	149,9528
0.7296	298,2593	302,0678
0.8296	150,8851	158,7654
0.9296	111,9519	145,3552
1.0296	111,9519	145,3552

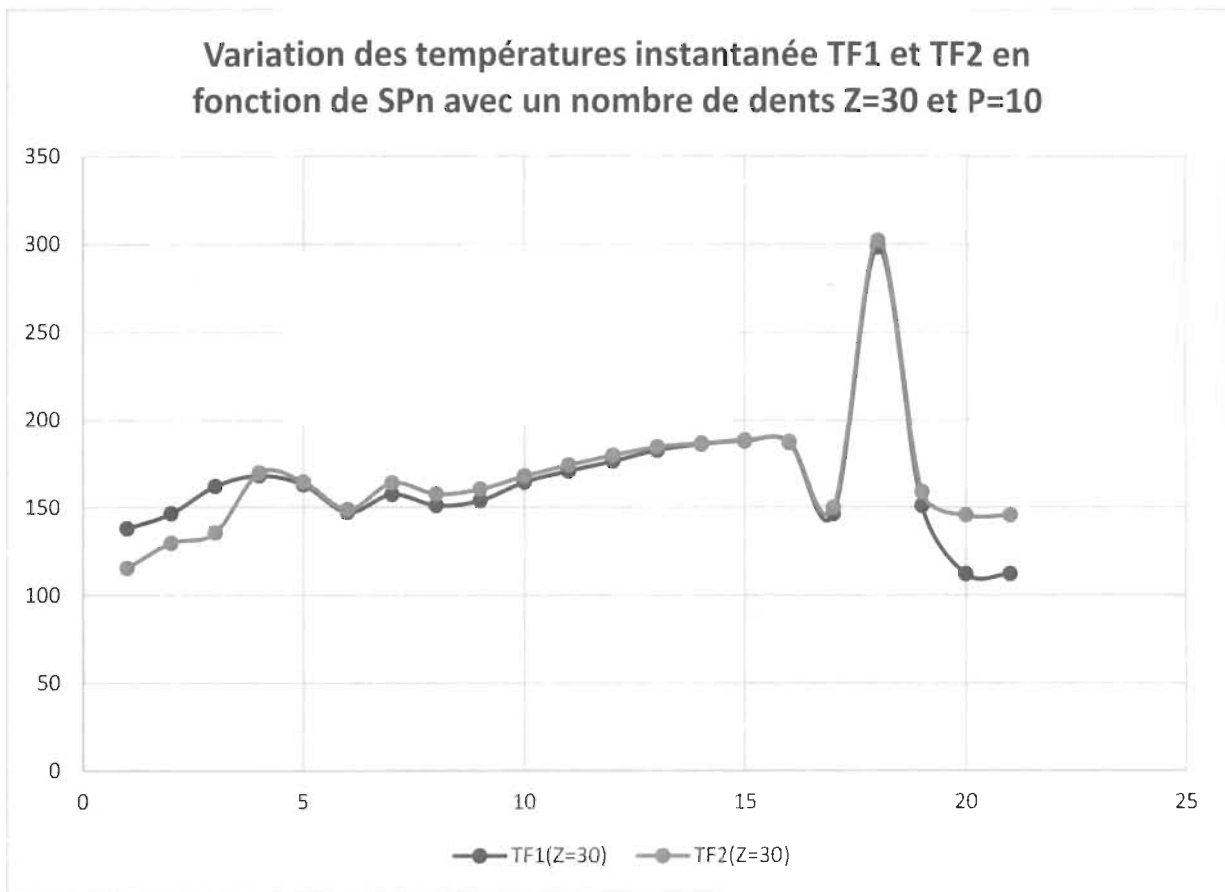


Figure IV-15: Distribution de la température instantanée de surface avec $P = 10$ & $\mu = 0,3$ & $V = 1000 \text{ tr/min}$ & $W_0 = 88 \text{ lb/po}$ & $Z = 30$

Tableau IV-15 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=35$

S/Pn	TF1 (Z=35)	TF2 (Z=35)
-0.9949	119,3537	97,782
-0.8949	126,1637	108,5
-0.7949	145,1717	144,1823
-0.6949	142,0418	141,0524
-0.5949	138,0456	137,0562
-0.4949	129,4006	124,2308
-0.3949	132,5846	135,5724
-0.2949	127,3447	130,3326
-0.1949	128,0321	131,0199
-0.0949	135,4084	137,3955
0.0051	140,3916	142,3786
0.1051	144,9351	146,9222
0.2051	149,1895	150,2905
0.3051	152,1808	153,2818
0.4051	153,9154	155,0164
0.5051	147,0647	154,9424
0.6051	130,8918	134,9521
0.7051	146,4559	150,5163
0.8051	152,9579	157,0183
0.9051	95,6556	124,2162
1.0051	95,6556	124,2162

Variation des températures instantanée TF1 et TF2 en fonction de SPn avec un nombre de dents Z=35 et P=10

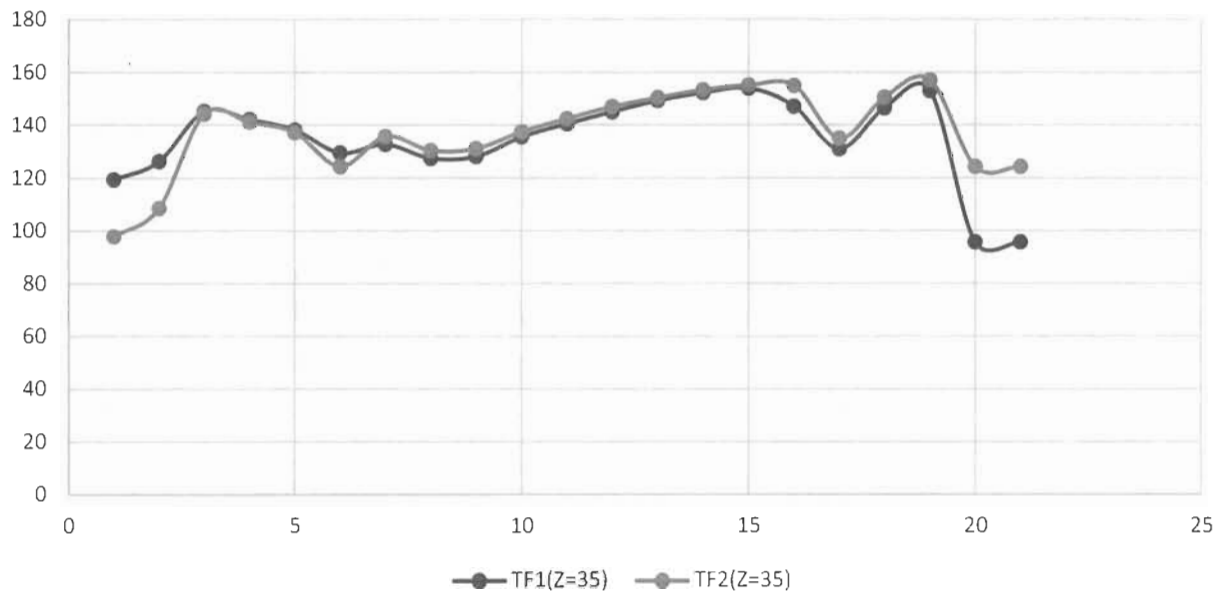


Figure IV-16 : Distribution de la température instantanée de surface avec $Z=35$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

Tableau IV-16 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=40$

S/Pn	TF1 (Z=40)	TF2 (Z=40)
-1.0156	115,5429	94,6491
-0.9156	121,5436	103,6668
-0.8156	131,4912	108,4454
-0.7156	134,3759	133,2066
-0.6156	131,1819	130,0126
-0.5156	120,7011	119,5318
-0.4156	127,0403	129,3806
-0.3156	122,7498	125,0901
-0.2156	122,1804	124,5208
-0.1156	126,4689	128,8093
-0.0156	132,3715	134,0175

0.0844	136,1479	137,7939
0.1844	139,4235	141,0696
0.2844	142,2275	143,2816
0.3844	143,862	144,9162
0.4844	144,1796	145,2338
0.5844	123,9518	130,9626
0.6844	126,2052	129,8676
0.7844	157,3558	161,0182
0.8844	120,6058	126,4202
0.9844	93,1011	119,4779
1.0844	93,1011	119,4779

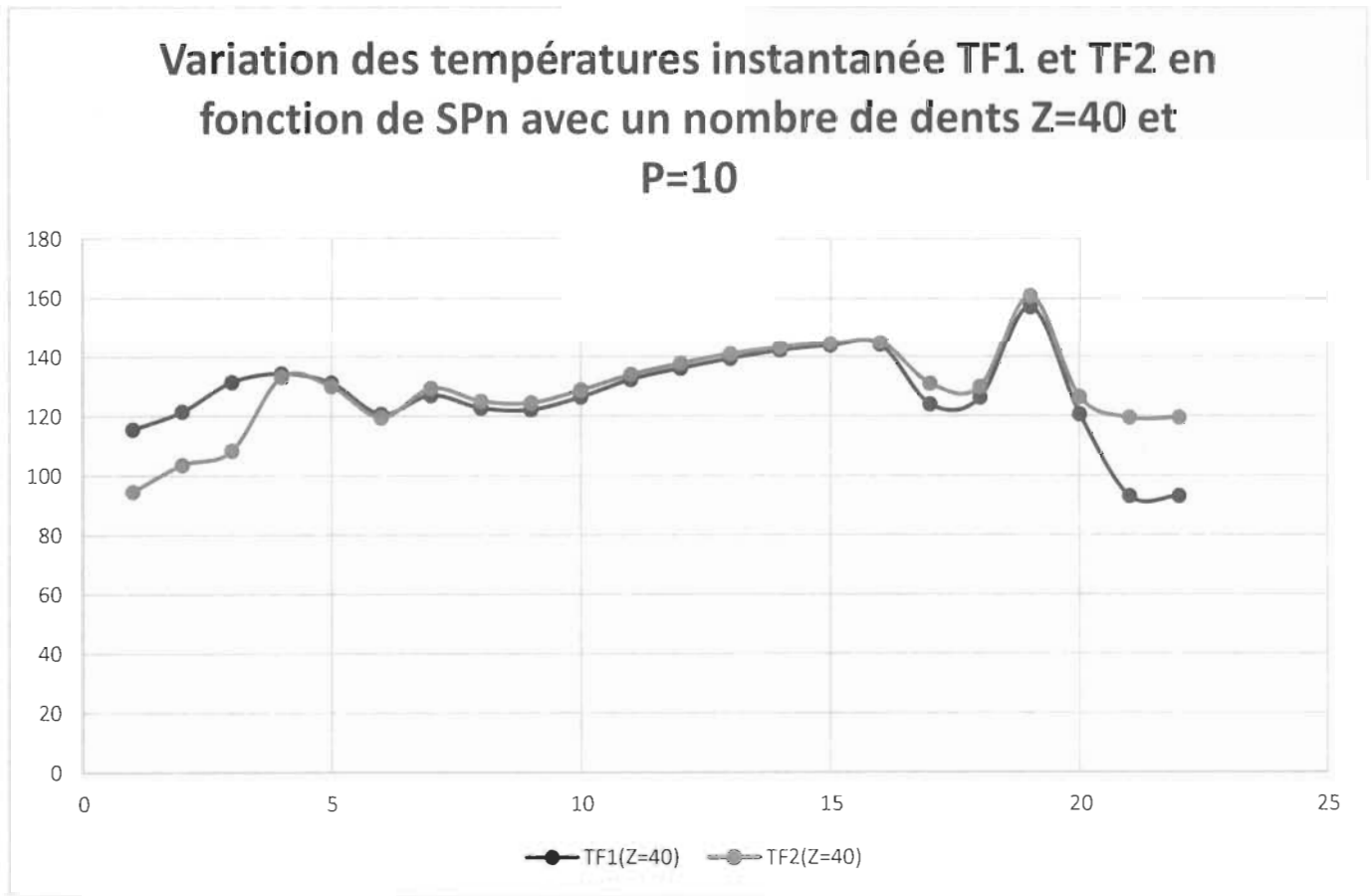


Figure IV-17 : Distribution de la température instantanée de surface avec Z =40 & $\mu=0,3$ & V=1000tr/min & W0=88lb/po

Tableau IV-17 : La température instantanée de surface avec $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$ & $Z=50$

S/Pn	TF1 (Z=50)	TF2 (Z=50)
-1.0491	101,0049	87,7595
-0.9491	106,1527	94,9921
-0.8491	115,005	114,0007
-0.7491	113,318	112,3137
-0.6491	111,1045	110,1003
-0.5491	103,9863	102,9821
-0.4491	107,6347	108,6842
-0.3491	104,5864	105,636
-0.2491	103,1172	104,1667
-0.1491	106,8709	107,7089
-0.0491	109,8541	110,6921
0.0509	112,6207	113,4587
0.1509	115,0626	115,9006
0.2509	117,0717	117,7292
0.3509	118,4656	119,1231
0.4509	119,0555	119,713
0.5509	115,12	117,2494
0.6509	100,4801	102,6094
0.7509	126,9508	129,0802
0.8509	120,2845	122,4139
0.9509	86,6778	103,3671
1.0509	86,6778	103,3671

Variation des températures instantanée TF1 et TF2 en fonction de SPn avec un nombre de dents $Z=50$ et $P=10$

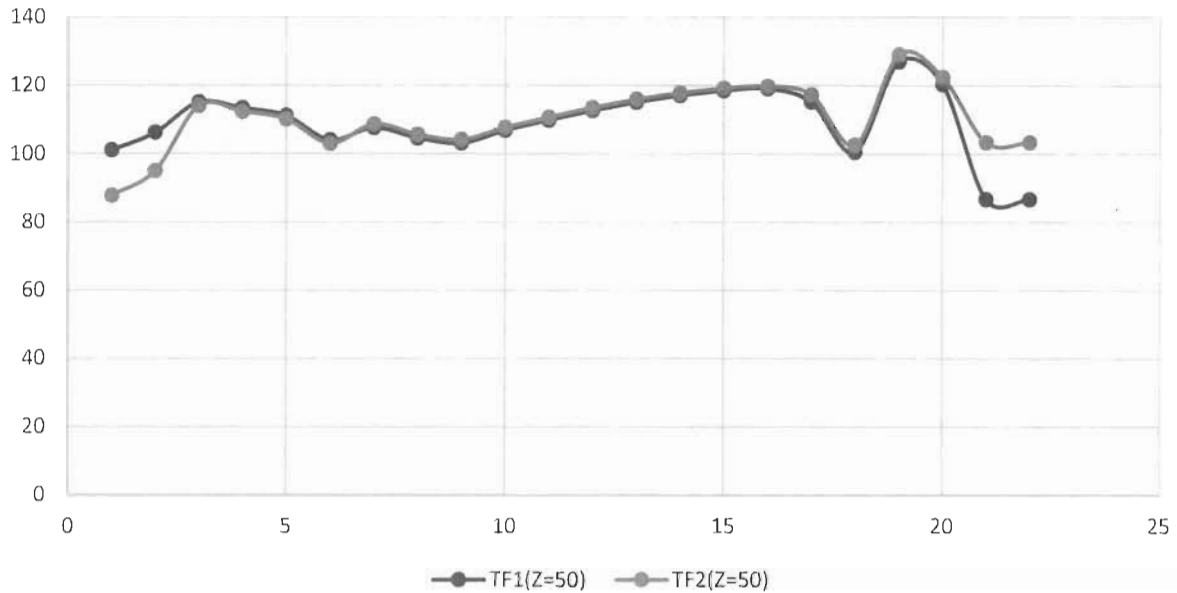


Figure IV-18 : Distribution de la température instantanée de surface avec $Z=50$ & $\mu=0,3$ & $V=1000\text{tr/min}$ & $W_0=88\text{lb/po}$

La série des figures IV-15 à IV-18 montre l'influence du nombre de dents Z , à pas diamétral constant sur les températures instantanées TF1 et TF2 respectivement du pignon et de l'engrenage. La distribution des températures instantanées a été simulée pour des nombres de dents différents ($Z=30$, $Z=35$, $Z=40$ et $Z=50$). Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de dents engendre une diminution de la température instantanée ainsi que de la température d'équilibre. Cette observation s'explique notamment par deux facteurs. En premier lieu, l'augmentation du nombre de dents provoque l'allongement de contact. En deuxième lieu, un nombre de dents élevé diminue la charge normale subie par chaque paire de contacts et surtout dans la zone où la charge est prise par une seule paire de dents. L'expression de facteur de répartition de charge W_i/W donnée par l'équation V.1 explique ce phénomène, dont W_i/W est en fonction de Z_2 à la puissance -0.4 .

IV.2.8. Variation du diamètre primitif en fonction du nombre de dents et du pas diamétral :

Variation du diamètre primitif en fonction : (du nombre de dents et du pas diamétral)

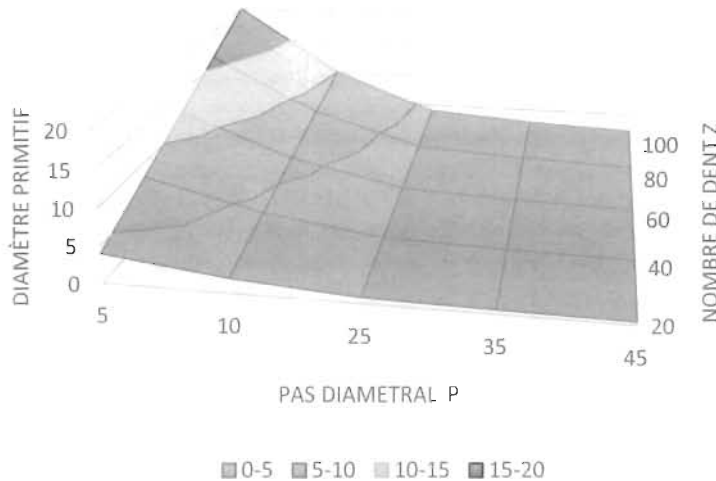


Figure IV-19 : Variation du diamètre primitif en fonction du nombre de dents et du pas diamétral

Dans la section précédente, l'influence du nombre de dents sur la valeur de la température instantanée de surface tout en maintenant un pas diamétral constant a été étudiée. Il a été montré que la valeur de température est fortement liée à la grandeur de l'engrenage et que toute augmentation du nombre de dents ($P = \text{constante}$) entraîne une diminution de température TF1 et TF2. Il est alors possible de tirer la conclusion que le diamètre primitif est un paramètre qui contrôle la température instantanée à pression constante. De la même manière dans la section **IV.2.4**, il a été montré que l'augmentation du pas diamétral à nombre de dents Z constant entraîne une augmentation de la température. En effet, pour un nombre de dents Z , le pas diamétral P est inversement proportionnel au diamètre primitif D suivant la relation suivante :

$$P = \frac{Z}{D}$$

Cette relation est traduite par la figure IV-19 qui permet de mettre en valeur la variation simultanée du diamètre primitif en fonction du nombre de dents et du pas diamétral. Cette figure montre que sur le plan pratique, l'augmentation du nombre de dents à un pas diamétral constant (module) est forcément accompagnée de l'augmentation du diamètre primitif. Il y a alors présence d'une augmentation de la taille de l'engrenage. Par conséquent, le coût de l'engrenage s'accroît aussi bien que l'encombrement.

IV.3. Résultats de simulation et de l'étude de l'influence des paramètres simultanés sur la valeur des températures calculées

IV.3.1. L'influence de la variation simultanée du coefficient du frottement et du nombre de dents

Tableau IV-18 : Variation du Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et du coefficient de frottement

	$\mu=0,2$	$\mu=0,25$	$\mu=0,3$	$\mu=0,35$	$\mu=0,4$
Z=30	206,33	239	271,66	304,32	336,98
Z=35	179,8	205,7	232,12	258,26	284,44
Z=45	142,25	158,71	175,24	191,73	208,23

Variation du Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et du coefficient de frottement

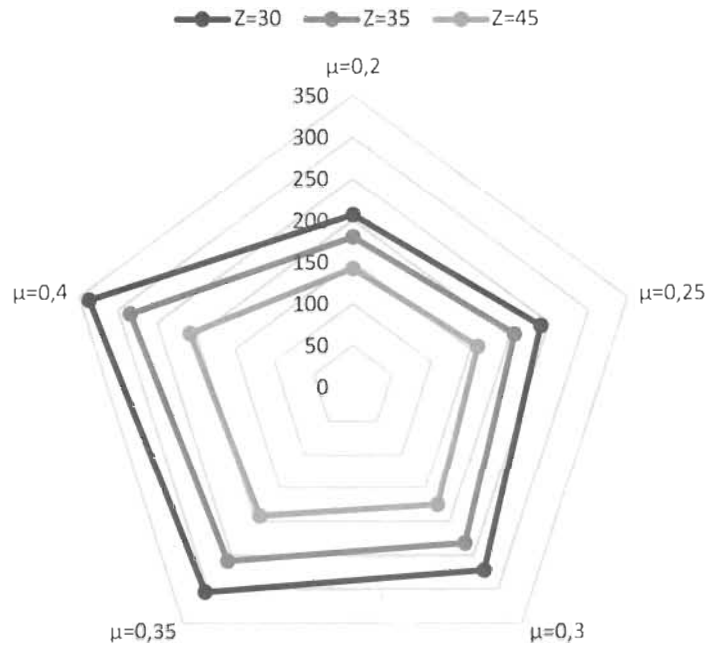
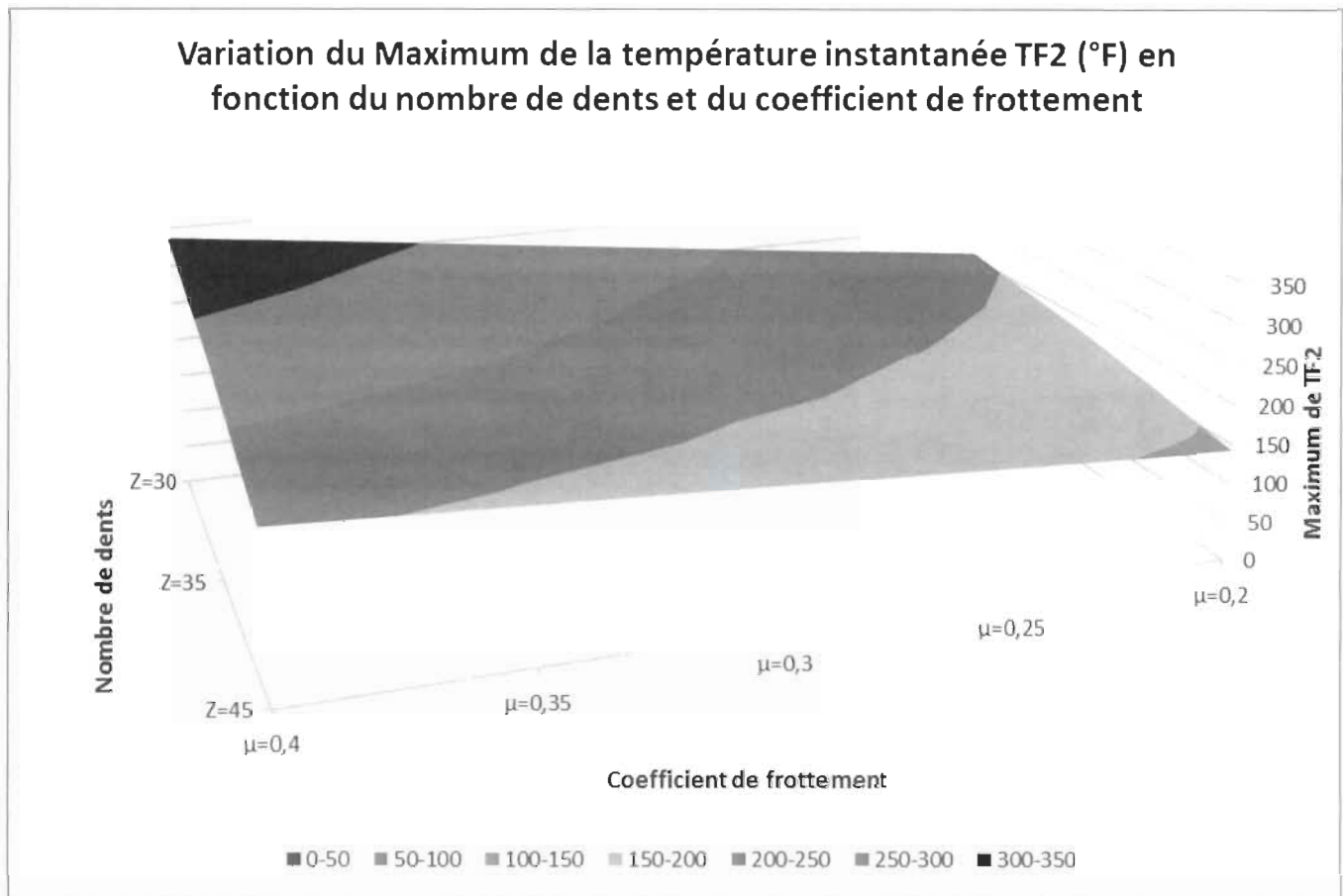


Figure IV-20 : Variation du Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et du coefficient de frottement



FigureIV-21 : Variation du Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et du coefficient de frottement

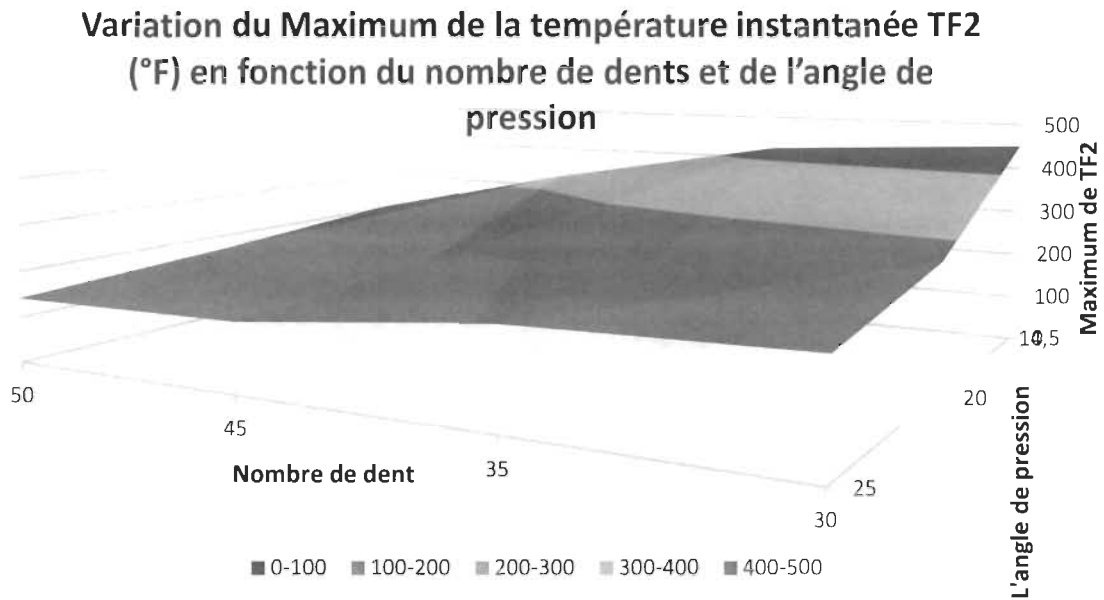
Dans cette section, les simulations de la distribution des températures instantanées du pignon et de l'engrenage ont été effectuées en variant deux paramètres à la fois. Cette méthode de simulation permet en premier lieu de combiner et de superposer l'effet des deux variables testées sur la température instantanée. En deuxième lieu, cette méthode de simulation permet de comparer la réponse de la température de surface par rapport à l'influence de variation de chaque variable seule. Les résultats sont traduits par la figure IV-21. La courbe en 3D a été tracée seulement pour le maximum de la température instantanée de surface de l'engrenage mené (TF2). Les différentes couleurs du graphique

montrent la plage de variation du maximum de température instantanée TF2. Pour un coefficient de frottement $\mu=0.4$ et un nombre de dents $Z=30$ le maximum de TF2 atteint sa valeur maximale (près de 336 °F). Le minimum de TF2 (142 °F) est obtenu pour la plus petite valeur du coefficient de frottement ($\mu=0.2$) et pour le nombre de dents maximum considéré ($Z=45$). La figure IV-20 est une présentation plus claire des résultats de simulation. Le diagramme en toile d'araignée permet d'avoir une comparaison facilement interprétable de la valeur du maximum de température TF2 pour chaque configuration de nombre de dents Z selon chaque coefficient de frottement. En effet, la possibilité de simuler l'effet de plusieurs paramètres en même temps et la présentation des résultats d'une manière facile à interpréter représente l'objectif de ce travail afin d'offrir à l'ingénieur un outil qui facilite la conception des engrenages en composite de fibres naturelles.

IV.3.2. L'influence de la variation simultanée de l'angle de pression et du nombre de dents

Tableau IV-19 : Variation du Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et de l'angle de pression

	$\Theta=14,5$	$\Theta=20$	$\Theta=25$
$Z=30$	450,32	271,66	217
$Z=35$	423,11	232,12	204,62
$Z=45$	325,17	175,24	148,117
$Z=50$	203,22	166,91	141,45



FigureIV-22 : Variation du Maximum de la température instantanée TF2 (°F) en fonction du nombre de dents et de l'angle de pression

La figure IV-22 représente l'influence de l'angle de pression combinée à l'effet de la variation du nombre de dents sur le maximum de la température instantanée TF2. Pour une valeur $\theta = 14,5^\circ$, le maximum de TF2 atteint sa valeur la plus élevée pour $Z=30$. En augmentant le nombre de dents pour la même valeur d'angle de pression, on constate que le maximum de TF2 reste élevé. Cependant, si on garde la même valeur de nombre de dents Z et on augmente l'angle de pression de $14,5^\circ$ vers 25° , on constate que la chute du maximum de température est plus remarquable. Il est alors possible de tirer la conclusion que l'influence de l'angle de pression est plus notable que celle du nombre de dents.

IV.4.4. Distribution de la température instantanée de l'engrenage mené TF2 sur la largeur du contact de Hertz en fonction du temps

Évolution des températures de surface sur la largeur de contact de Hertz au début de contact théorique

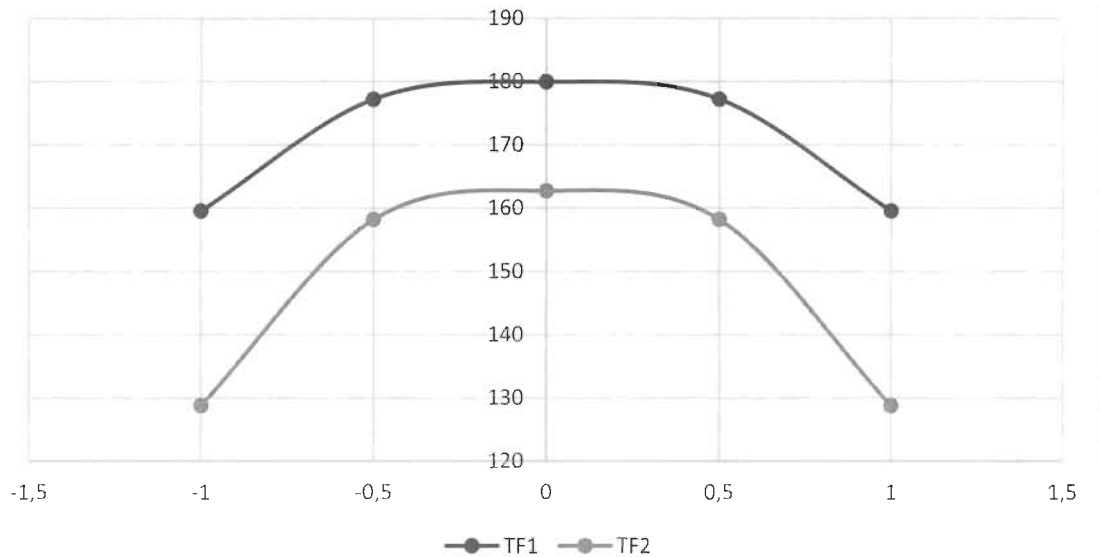


Figure IV-23 : Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz au début de contact théorique à 1000tr/min & 88lb/po

Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz au point primitif

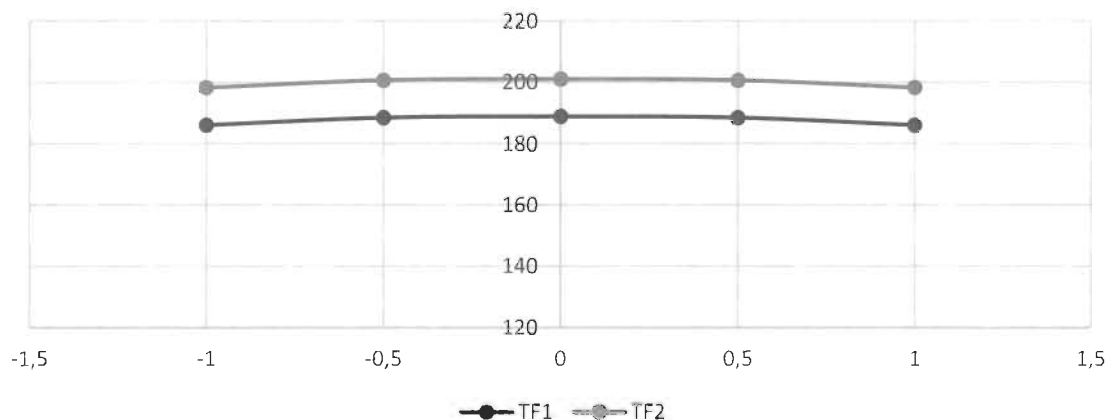


Figure IV-24 : Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz au point primitif à 1000tr/min & 88lb/po

**Évolution des températures instantanées TF1 et TF2
sur la largeur de contact de Hertz à la fin de contact
théorique**

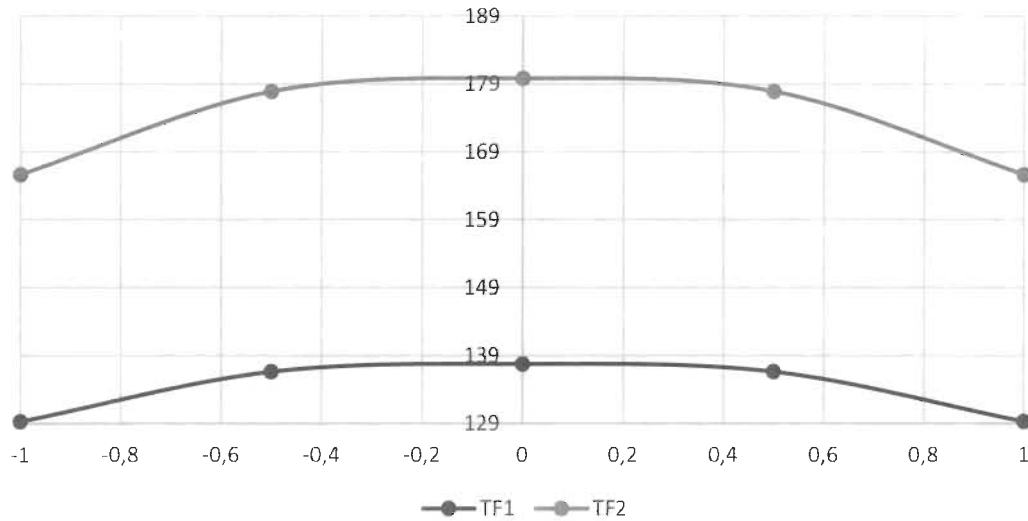


Figure IV-25 : Évolution des températures instantanées TF1 et TF2 sur la largeur de contact de Hertz à la fin de contact théorique à 1000tr/min & 88lb/po

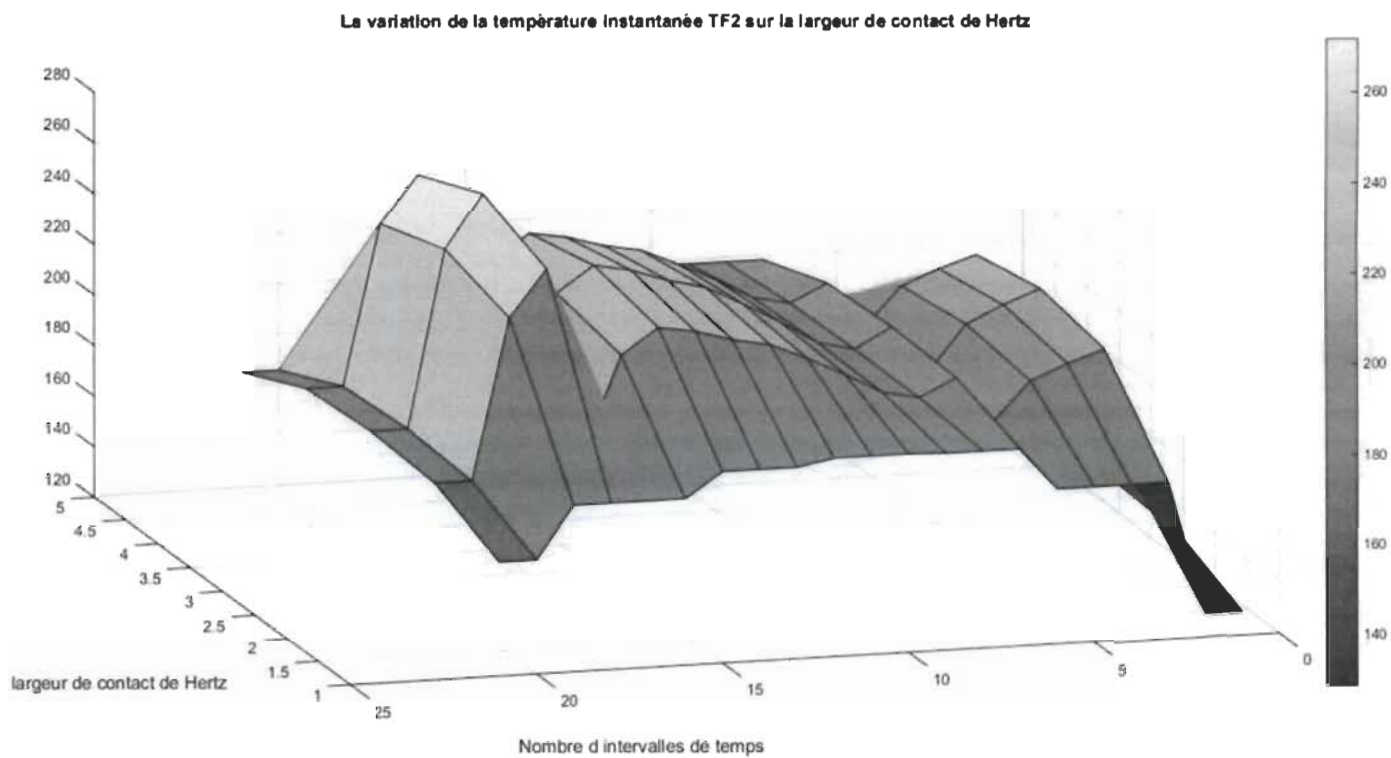


Figure IV-26 : Variation de la température instantanée TF2 en fonction du temps selon la largeur de contact de Hertz : (en 5 points : $-B$; $-B/2$; 0 ; $B/2$; B)

$V=1000\text{tr/min}$; $W_o=88\text{lb/po}$; $u=0.3$

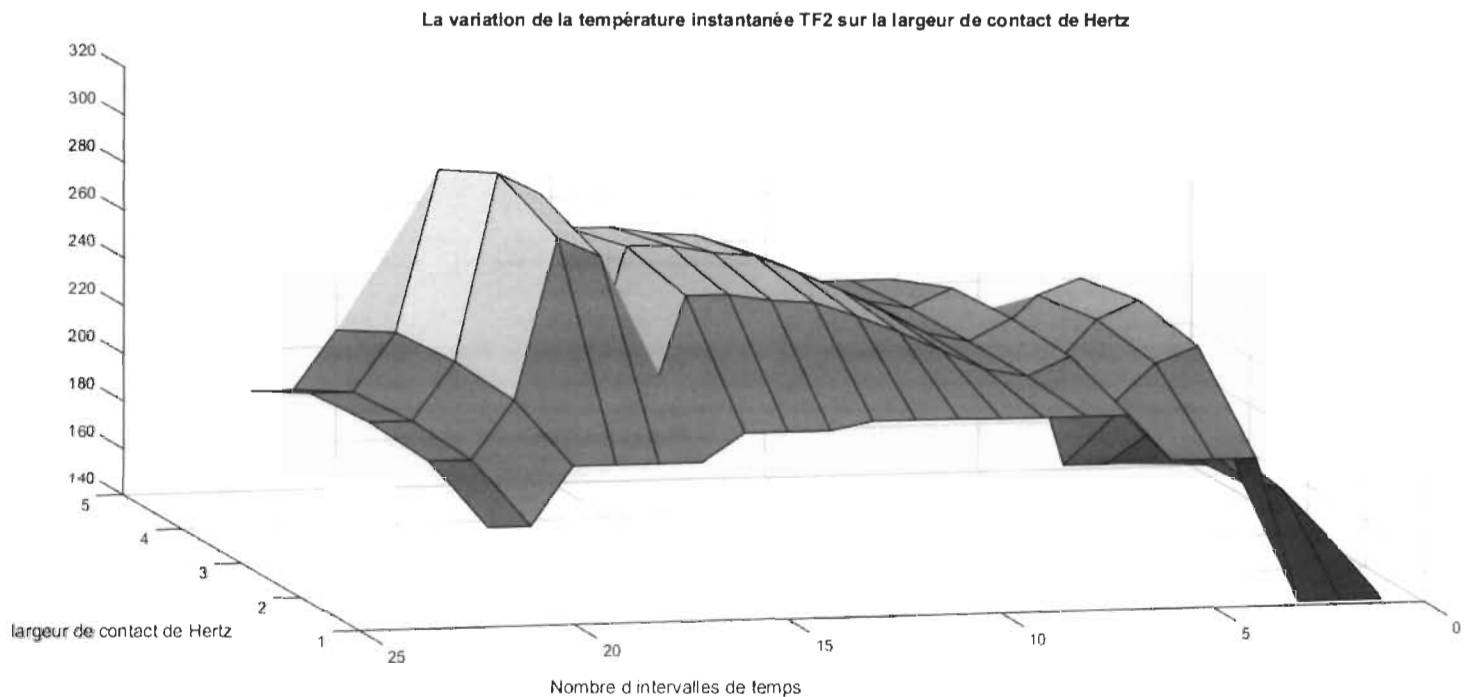


Figure IV-27 : Variation de la température instantanée TF2 en fonction du temps selon la largeur de contact de Hertz : (en 5 points : -B ; -B/2 ; 0 ; B/2 ; B)

$$V=1000\text{tr/min} ; W_o=109\text{lb/po} ; u=0.3$$

Les figures IV-23 à IV-25 représentent l'évolution des températures instantanées sur la largeur de contact de Hertz au début du contact théorique, au point primitif et à la fin du contact théorique respectivement. La variation de la température instantanée de surface montre qu'au début du contact théorique l'engrenage menant est légèrement plus chaud que l'engrenage mené et le profil de température est sous la forme d'un arc symétrique dont le maximum est au milieu. Au point primitif, l'engrenage est légèrement plus chaud

que le pignon, mais les deux courbes ont presque la forme de deux droites. En passant par la fin du contact théorique, la température de surface est toujours légèrement plus élevée que le pignon. Cependant, l'allure des courbes reprend la forme parabolique.

Les figures IV-26 et IV-27 représentent la distribution de la température instantanée sur la largeur de contact de Hertz en fonction des intervalles de temps. Deux valeurs de charge différentes ont été simulées (88lb/po et 109lb/po). La vitesse de rotation reste la même (1000 tr/min) et le coefficient de frottement est égal à 0.3. La largeur de contact de Hertz est divisée en 5 points : $-B$; $-\frac{B}{2}$; 0 ; $\frac{B}{2}$; B . Les sections de la largeur de contact de Hertz sont notées de 1 à 5 dans les figures IV-23 à IV-27.

Il est possible de constater que le maximum de température est au milieu. La vue de face des courbes a la même forme que les figures IV-23 à IV-25. Cette présentation permet de donner la valeur de la température en toute section de largeur de Hertz simultanément tout au long de la durée de la phase de contact. Les couleurs représentent les zones les plus chaudes et l'évolution de la température de surface des sections en fonction du temps.

IV.5. Comparaison quantitative des comportements thermiques du maximum de température de surface pour différentes variations de charge normale unitaire et vitesse

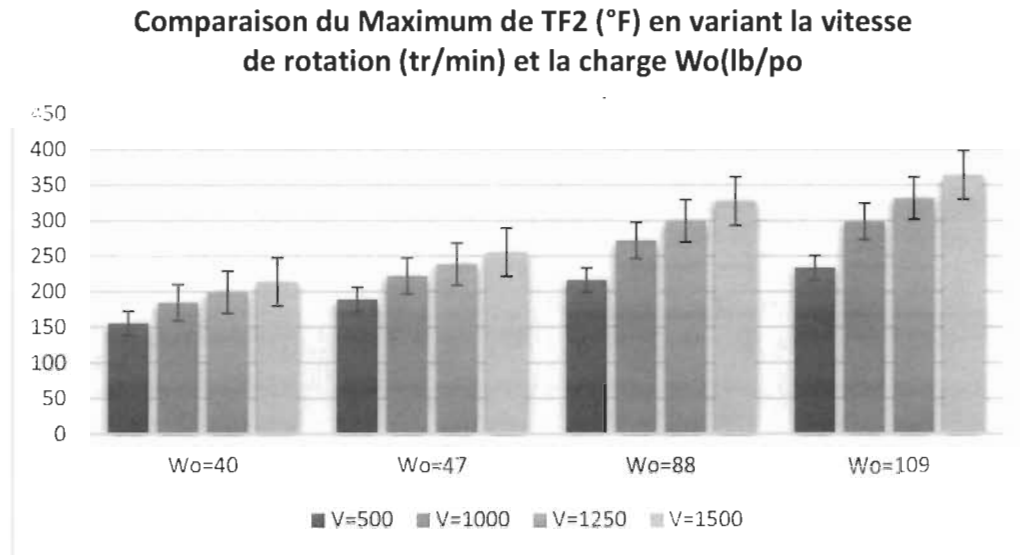


Figure IV-28 : Comparaison du Maximum de TF2 (°F) en variant la vitesse et la charge normale unitaire

La figure IV-28 présente une comparaison entre les différentes valeurs de maximum de température instantanée de surface. La simulation a été faite pour quatre valeurs de vitesse : 500tr/min, 1000 tr/min, 1250tr/min et 1500tr/min. Les variations ont été mesurées pour quatre valeurs de charge normale unitaire W_0 : 40 lb/po, 47 lb/po, 88lb/po et 109 lb/po. Il est possible de constater que le maximum de température instantanée de surface augmente de 39 % pour une vitesse constante de 500tr/min et pour une élévation de la charge normale unitaire de 40 lb/po à 88 lb/po. Pour une valeur de charge normale unitaire constante égale à 40 lb/po, on a varié la vitesse de 500tr/min à 1000tr/min. On a constaté que le maximum de température instantanée de surface augmente de 18.6 %. L'importance de l'influence de

l'augmentation de la charge normale unitaire par rapport à l'influence de la vitesse est clairement remarquable. En d'autres termes, l'effet de la charge sur le maximum de la température instantanée de surface est plus important par rapport à l'effet de la vitesse.

Chapitre-5 Conclusion générale et recommandations

V.1. Récapitulation

Un modèle d'évacuation de chaleur a été élaboré dans le chapitre III. Il permet de calculer la distribution de la température d'équilibre de la dent du pignon et de l'engrenage en tout point. Dans le même chapitre, la température instantanée de surface a été déterminée à partir de la température d'équilibre sur le flanc chargé de la dent. Le chapitre IV présente les résultats des simulations et l'analyse des résultats obtenus.

La résolution numérique à l'aide de la méthode des différences finies et la méthode de Liebmann, élaborée dans le chapitre III, a permis de résoudre l'équation de convection-diffusion de Poisson. Un programme '' Matlab'' a été élaboré sous forme de trois modules. Premièrement, il calcule la température d'équilibre en tout point de la dent pour le pignon aussi bien que pour l'engrenage mené. Il calcule en deuxième lieu, la distribution de la température d'équilibre sur le flanc chargé de la dent et troisièmement la distribution de la température instantanée dans la zone de contact. L'approche de calcul de la température instantanée est basée sur le principe de la distribution de température instantanée à la surface de deux solides semi-infinis en contact avec une source de chaleur non uniforme en mouvement à la surface de contact. Les résultats de calcul sont donnés en fonction de la position normalisée au point de contact S/P_n . La contribution principale de ce mémoire est d'identifier l'influence des paramètres de fonctionnement (vitesse, charge), des paramètres géométriques (nombre de dents, angle de pression, pas diamétral) ainsi que des paramètres tribologiques (coefficient de frottement) sur la température instantanée des

engrenages en composite de fibres naturelles. Les résultats de simulation sont sous la forme de séries de courbes et de tableaux qui présentent l'influence de chaque paramètre sur la température instantanée de surface. Les températures calculées sont en degré F° Fahrenheit.

Les courbes des résultats montrent que l'augmentation du nombre de dents permet de baisser la température d'équilibre et instantanée. On a constaté le même effet pour le pas diamétral ainsi que l'angle de pression.

Cependant, l'évolution de la température instantanée et celle d'équilibre augmente dans le même sens avec la charge normale unitaire, la vitesse de rotation ainsi que le coefficient de frottement. Comme on l'a indiqué au chapitre IV, on a utilisé dans les simulations des engrenages en composite de HPDE et de fibre de bouleau à 40 % "GEAR40B". Le module élastique du composite a été calculé par le modèle de Lavengooft-Goettler donnée par l'expression suivante [10]:

$$E_c = \frac{1}{5} E_1 + \frac{4}{5} E_2 \quad (V.1)$$

dont E_1 et E_2 sont donnés par le module élastique de Halpin-Tsai[10]

$$E_i = E_m \frac{(1 + \xi_i \eta_i V_f)}{(1 - \eta_i V_f)}, \quad \eta_i = \frac{(E_f / E_m) - 1}{(E_f / E_m) - \xi_i} \quad (V.2) \text{ et } (V.3)$$

ou $\xi_i = 2 \frac{L}{D}$ pour $i = 1$ et $\xi_i = 2$ pour $i = 2$

En effet, on est capable de simuler la distribution de température instantanée pour plusieurs pourcentages de fibres (10 %, 20 %, 30 % et 40 %). Puisque le module élastique du composite intervient dans les relations de la chaleur d'hystérésis, dans l'écart normalisé

$\delta S / Pn$ (IV.2) ainsi que dans le facteur de répartition de charge (IV.1), le module élastique intervient donc dans la quantité de chaleur produite dans la zone de contact.

Le coefficient de frottement de ce nouveau type de composite n'est pas encore identifié. Pour le modèle de base on a pris comme coefficient de frottement $\mu=0.3$ légèrement supérieur à celui de HDPE ($\mu=0.29$). Ce paramètre contrôle fortement la valeur des températures étant donné qu'il agit sur le taux instantané de chaleur de frottement qui permet de calculer le ΔT_s (le taux d'élévation instantanée de température).

Cette étude a permis de développer un outil informatique basé sur des équations analytiques pour la prévision du comportement thermique des engrenages en composites à fibres naturelles. En effet, le programme permet de simuler la distribution de la température de surface des engrenages en composite de fibres naturelles en fonction de plusieurs variables de différentes catégories. En comparant ce modèle de calculs avec les modèles de prédiction du maximum de température instantanée existant dans la littérature (cités dans le chapitre II) on peut constater que ce modèle prend en considération plus de variables.

Un tel outil facilitera la tâche de design des engrenages pour l'ingénieur. En effet, ce travail, en l'ajoutant aux travaux antérieurs, constitue une partie d'un outil complet identifiant l'endommagement thermique des engrenages en composite de fibres naturelles, autrement dit, l'identification du maximum de la température instantanée de surface. On s'intéresse au point de passage de phases correspondant au couple où la température maximale de surface atteint le point de fusion du matériau. Si la température instantanée fait fondre le matériau, elle modifie sensiblement la forme de développante de cercle, et les modes de dommages secondaires se produisent.

V.2. Conclusion et perspectives

Le modèle utilisé (Koffi 1988) s'applique surtout pour les matériaux dont le module se situe entre 0.7 GPa (100 000 psi) et 3.5 GPa (500 000 psi). C'est une gamme dans laquelle se situe le module de la plupart des matériaux plastiques utilisés pour les engrenages. Au moment de la rédaction de ce mémoire, on n'a pas encore la valeur exacte du coefficient de frottement du composite utilisé, cependant il existe des travaux en cours sur ce sujet. Il est nécessaire de souligner que le CRML (Centre de Recherche en Matériaux Lignocellulosiques) de UQTR (l'Université du Québec à Trois-Rivières) a un laboratoire bien équipé pour faire les essais nécessaires en tribologie sous la direction du Professeur Koffi. Malheureusement, on n'a pas pu au cours de ce travail faire des essais expérimentaux thermiques pour la température instantanée sur le banc d'essai des engrenages à cause de l'absence d'une caméra thermique à haute définition. Cependant, le modèle était déjà validé pour les engrenages en plastique par l'utilisation des thermocouples pour la température d'équilibre et un dispositif approprié pour la mesure de la température instantanée par Koffi (1988).

Nous proposons pour les études postérieures reliées à ce travail de :

- ✓ Reproduire les simulations avec la valeur exacte de coefficient de frottement.
- ✓ Prendre en considération l'état de surface des dents en contacts.
- ✓ Étudier l'influence de charge et la vitesse sur le coefficient de frottement.
- ✓ Réaliser les essais expérimentaux thermiques avec une caméra thermique à haute définition.
- ✓ Comparer les résultats de simulation avec ceux de l'étude expérimentale tout en analysant l'influence étudiée dans cette recherche.

- ✓ Comparer le comportement thermique des engrenages ‘’GEAR40’’ réalisé par thermo compression (utilisé dans ce mémoire) à celui réalisé via le procédé d’injection.

Références :

- [1] : http://sebastien.lecourtier.free.fr/divers/carnet_engrenages.pdf.
- [2] : J. Cathelin, "Modélisation du comportement mécanique des engrenages en plastique renforcé," These, Lyon, INSA, 2014.
- [3]: Freedonia : [international business research company], Plastic Gear Demand by Product (million dollars) 1998 -2018. Cleveland, Ohio]: Cleveland, Ohio : Freedonia Group, 2012.
- [4]: S. Kirupasankar, C. Gurunathan, and R. Gnanamoorthy, "Transmission efficiency of polyamide nanocomposite spur gears," Materials & Design, 2012.
- [5] : Soares Bravo, A. (2017). Étude de l'endommagement thermomécanique des pièces en bioplastiques et composites de fibres naturelles : application aux engrenages. Université du Québec à Chicoutimi.
- [6] : Mehat, N., & Kamaruddin, S. (2017). Evaluation on the feasibility of using bamboo fillers in plastic gear manufacturing via the Taguchi optimization method. Paper presented at the Journal of Physics: Conference Series
- [7] Ren D, Yu Z, Li W, Wang H and Yu Y 2014 Industrial Crops and Products 62 94
- [8] Tausif M, Ahmad F, Hussain U, BASit A and Hussain T 2015 J. of Cleaner Production 89 110.
- [9]: Nirmal, U., Hashim, J., & Ahmad, M. M. (2015). A review on tribological performance of natural fibre polymeric composites. Tribology International, 83, 77-104.

- [10]: Mijiyawa, F. (2018). Formulation, caractérisation, modélisation et prévision du comportement thermomécanique des pièces plastiques et composites de fibres de bois : application aux engrenages. Université du Québec à Chicoutimi.
- [11]: Kajaks, J., Kalnins, K., & Naburgs, R. (2018). Wood plastic composites (WPC) based on high-density polyethylene and birch wood plywood production residues. *International Wood Products Journal*, 9(1), 15-21.
- [12]:http://www.atlasenca.ggr.ulaval.ca/Atlas/carte/physique/biogeo/vegetation/zones_vegetation.html
- [13]: ROBITAILLE, L., & Roberge, M. (1981). La sylviculture du bouleau jaune au Québec. *Revue Forestière Française*, 1981, S, fascicule thématique" Sylvicultures en futaies feuillues".
- [14]: H. Ku, H.Wang, N. Pattarachaiyakoo, and M. Trada, "A review on the tensile properties of natural fiber reinforced polymer composites," *Composites Part B: Engineering*, vol.42, no.4, pp. 856–873, 2011.
- [15] M. George, P.G. Mussone, Z. Abboud, and D.C. Bressler, "Characterization of chemically and enzymatically treated hemp fibres using atomic force microscopy and spectroscopy," *Applied Surface Science*, vol. 314, pp. 1019–1025, 2014.
- [16] M. J. John and S. Thomas, "Biofibres and biocomposites," *Carbohydrate Polymers*, vol.71, no.3, pp. 343–364, 2008.
- [17] Mijiyawa, F., Koffi, D., Kokta, B. V., & Erchiqui, F. (2015). Formulation and tensile characterization of wood–plastic composites: Polypropylene reinforced by birch and aspen

fibers for gear applications. *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, 28(12), 1675-1692.

[18]: BCC Research. Wood-plastic composites: technologies and global markets. In <http://www.bccresearch.com>; June 2011. Dernière visite : Juillet 2014.

[19]: A. Bravo, et al., Gear fatigue life and thermomechanical behavior of novel green and bio-composite materials VS high-performance thermoplastics, *Polymer Testing* (2017), <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2016.12.031>.

[20] Mejri, M., Toubal, L., Cuillière, J., & François, V. (2017). Fatigue life and residual strength of a short-natural-fiber-reinforced plastic vs Nylon. *Composites Part B: Engineering*, 110, 429-441.

[21]: Bravo, A., Toubal, L., Koffi, D., & Erchiqui, F. (2013). Characterization of tensile damage for a short birch fiber-reinforced polyethylene composite with acoustic emission. *International Journal of Material Science*.

[22]: Blok H. The flash temperature concept. *Wear* 1963;6(6):483–494

[23]: Mao, K. (2007). A numerical method for polymer composite gear flash temperature prediction. *Wear*, 262(11), 1321-1329.

[24]: Mao, K., Li, W., Hooke, C., & Walton, D. (2010). Polymer gear surface thermal wear and its performance prediction. *Tribology International*, 43(1), 433-439.

[25]: Singh, P. K., Siddhartha, & Singh, A. K. (2018). An investigation on the thermal and wear behavior of polymer based spur gears. *Tribology International*, 118, 264-272. [doi:10.1016/j.triboint.2017.10.007](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.10.007)

- [26]: H. Hachmann and E. Strickle, "Design of Nylon Gears," Proceedings of the Society of plastics Engineers Annual Technology Conference, vol. 26, pp. 512-519, 1968.
- [27]: Breeds, A., & Kukureka, S. (1993). Measurement and prediction of the surface temperature in polymer gears and its relationship to gear wear. *Journal of tribology*, 115, 119.
- [28] Koffi D, M. Bellosta, M. Barriol and C. Bop (1995). "Surface Thermomechanical Damaging of Plastic Gear Teeth." 15th Canadian congress of applied mechanics: 100-110.
- [29]: Ghazali, W. M., Idris, D. M. N. D., Sofian, A. H., Siregar, J. P., & Aziz, I. A. A. (2017). A review on failure characteristics of polymer gear. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 90, p. 01029). EDP Sciences..
- [30]: S. Senthilvelan and R. Gnanamoorthy, "Damage Mechanisms in Injection Molded Unreinforced, Glass and Carbon Reinforced Nylon 66 Spur Gears," *Applied Composite Materials*, vol. 11, pp. 377-397, 2004/11/01 2004.
- [31]: H. Düzcükoğlu, R. Yakut, and E. Uysal, "The Use of Cooling Holes to Decrease the Amount of Thermal Damage on a Plastic Gear Tooth," *Journal of Failure Analysis and Prevention*, vol. 10, pp. 545-555, 2010/12/01 2010.
- [32]: Kim, C. H. (2006). Durability improvement method for plastic spur gears. *Tribology International*, 39(11), 1454-1461. doi:10.1016/j.bmc.2005.09.072
- [33]: Düzcükoğlu, H. (2009). PA 66 spur gear durability improvement with tooth width modification. *Materials & Design*, 30(4), 1060-1067.
- [34]: İmrek, H. (2009). Performance improvement method for Nylon 6 spur gears. *Tribology International*, 42(3), 503-510.

- [35] : Julien, C. (2016). Modélisation du comportement mécanique des engrenages en plastique renforcé. L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- [36]: DIAB Y., VILLE F., HOUJOH H., SAINSOT P., VELEX P., Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high-speed spur and helical gears, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2005, vol. 219, p. 785-99.
- [37] BLOCK H., Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1937, vol. 2, p. 222-35
- [38]: TOBE T., KATO M., A study on flash temperature on the spur gear teeth, *Journal of Engineering for Industry*, 1974, vol. 96, p. 78-84.
- [39]: KOFFI D., GAUVIN R., YELLE H., Heat generation in thermoplastic spur gears, *Journal of Mechanics, Transmissions, and Automation in Design*, 1985, vol. 107, p. 31-37
- [40] Alhazov, D., Gradys, A., Sajkiewicz, P., Arinstein, A., & Zussman, E. (2013). Thermo-mechanical behavior of electrospun thermoplastic polyurethane nanofibers. *European Polymer Journal*, 49(12), 3851-3856.
- [41]: D. Koffi and H. Yelle, * Modèle simplifié; d'analyse et de simulation par ordinateur du comportement thermique des engrenages cylindriques droits en plastique. 1ère partie : Analyse*, *Revue internationale de CFAO et d'infographie*, vol. 6, no 2, Paris, France : Hermès, pp 163-184.
- [42] : D. KOFFI, Étude du comportement thermique de l'engrenage cylindrique droite en plastique, *Département de Génie Mécanique, École Polytechnique Montréal*, 1987.
- [43] : M. AKOZAN, Étude expérimentale du coefficient de transfert de chaleur par

convection pour les engrenages cylindriques droits en thermoplastique, École Polytechnique de Montréal , 1982.

[44]: Dusenberre, G. M. (1961). Heat-transfer calculations by finite differences. International Textbook Company..

[45]: Forsythe, G. W., & Wasow, W. R. (1960). Finite-Difference Methods for Partial Differential Equations, Applied Mathematical Series. Wiley, New York.

[46]: P. SCHNEIDER, Conduction Heat, Addison-Wesley Publishing Company Inc., 1958.

[47]: Bravo, A., Koffi, D., Toubal, L., & Erchiqui, F. (2015). Life and damage mode modeling applied to plastic gears. Engineering Failure Analysis, 58, 113-133.

ANNEXE A :

GÉOMÉTRIE DES ÉLÉMENTS DU MAILLAGE[42]

La nécessité de cette étude réside dans le besoin de connaître le volume des nœuds affectés par la chaleur d'hystérésis de contact et de flexion. Soit $VOL(I, J)$ le volume de chaque élément du maillage. Afin de déterminer $VOL(I, J)$, il suffit de calculer la surface de chaque élément dans le plan XY de l'engrenage, soit $SURF(I, J)$, et de multiplier la valeur par F , la largeur de la dent. La suite de l'annexe présente le calcul de la surface de chaque élément ayant les équations.

1. Nœuds intérieurs

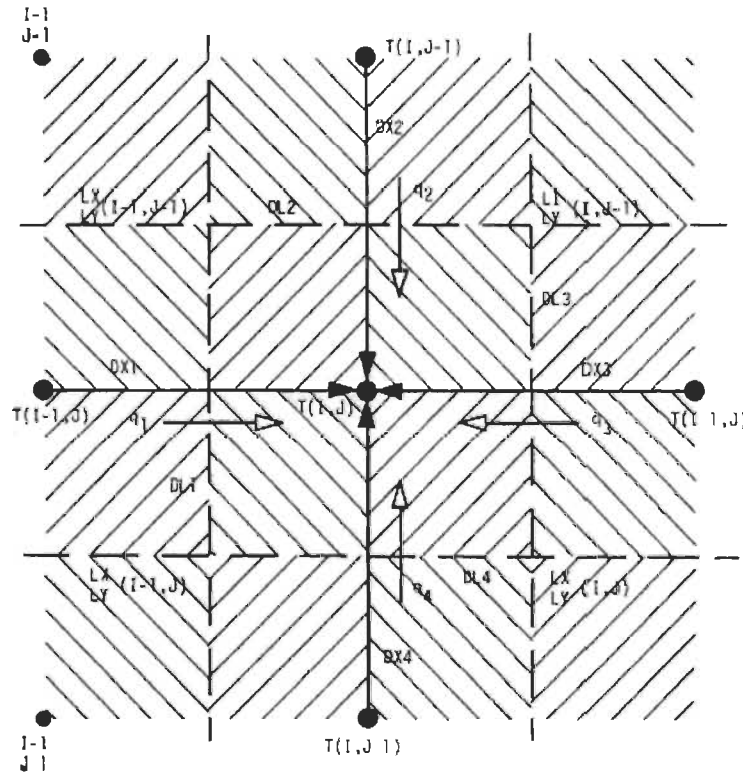


Figure A.1. Nœud interne

$$I=2, N1+2$$

J+2, JCONV

$$SURF(I,J) = 0.5 | XCOT2 * YCOT1 - XCOT1 * YCOT2 + XCOT4 * YCOT3 - XCOT3 * YCOT4$$

$\overrightarrow{COT1}$ à $\overrightarrow{COT4}$ sont les valeurs des côtés du quadrilatère entourant le nœud, les composantes de ces vecteurs se présentent comme suit :

$$\overrightarrow{COT1} \begin{cases} XCOT1(I,J) = LX(I-1,J) - LX(I-1,J-1) \\ YCOT1(I,J) = LY(I-1,J) - LY(I-1,J-1) \end{cases}$$

$$\overrightarrow{COT2} \begin{cases} XCOT2(I,J) = LX(I-1,J) - LX(I,J-1) \\ YCOT2(I,J) = LY(I-1,J) - LY(I,J-1) \end{cases}$$

$$\overrightarrow{COT3} \begin{cases} XCOT3(I,J) = LX(I,J-1) - LX(I,J) \\ YCOT3(I,J) = LY(I,J-1) - LY(I,J) \end{cases}$$

$$\overrightarrow{COT4} \begin{cases} XCOT4(I,J) = LX(I,J) - LX(I-1,J) \\ YCOT4(I,J) = LY(I,J) - LY(I-1,J) \end{cases}$$

2. Nœuds du sommet

I=2, N1+1

J=1

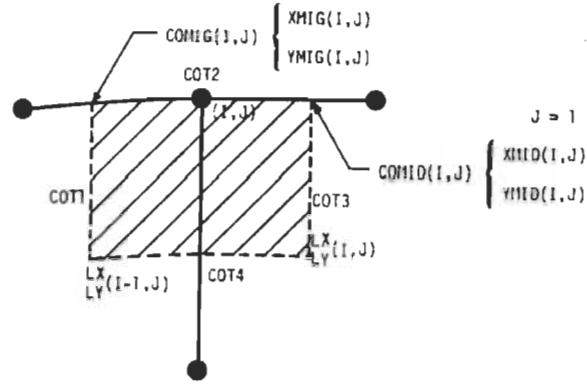


Figure A.1. Géométrie du demi-élément d'un nœud situé sur le sommet de la dent

$\overline{COT1}$ à $\overline{COT4}$ sont les vecteurs-côtés du quadrilatère contenant chaque demi-élément du sommet $COMIG(I, J)$ et $COMID(I, J)$ représentent les coordonnées $J=1$ du début et de la fin respectivement de l'élément entourant le nœud (I, J) :

$$COMIG \begin{cases} XMIG(I, J) = 0.5(X(I-1, J) + X(I, J)) \\ YMIG(I, J) = 0.5(Y(I-1, J) + Y(I, J)) \end{cases}$$

$$COMID \begin{cases} XMIG(I, J) = 0.5(X(I, J) + X(I+1, J)) \\ YMIG(I, J) = 0.5(Y(I, J) + Y(I+1, J)) \end{cases}$$

$$COT2 \begin{cases} XCOT2 = XMID(I, J) - XMIG(I, J) = 0.5[X(I+1, J) - X(I-1, J)] \\ YCOT2 = YMID(I, J) - YMIG(I, J) = 0.5[Y(I+1, J) - Y(I-1, J)] \end{cases}$$

$$COT3 \begin{cases} XCOT3 = XMID(I, J) - LX(I, J) \\ YCOT3 = YMID(I, J) - LY(I, J) \end{cases}$$

$$COT4 \begin{cases} XCOT4 = LX(I, J) - LX(I-1, J) \\ YCOT4 = LY(I, J) - LY(I-1, J) \end{cases}$$

3. Profil non chargé

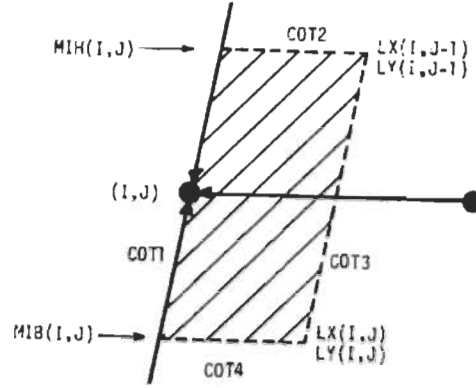


Figure A.2. Nœuds situés sur le profil non chargé

$$MIH \begin{cases} X_{MIH} = 0.5[X(I, J-1) + X(I, J)] \\ Y_{MIH} = 0.5[Y(I, J-1) + Y(I, J)] \end{cases}$$

$$MIB \begin{cases} X_{MIB} = 0.5[X(I, J) + X(I, J+1)] \\ Y_{MIB} = 0.5[Y(I, J) + Y(I, J+1)] \end{cases}$$

$$\overline{COT1} = \begin{cases} XCOT1 = X_{MIH}(I, J) - X_{MIB}(I, J) \\ YCOT1 = Y_{MIH}(I, J) - Y_{MIB}(I, J) \end{cases}$$

$$\overline{COT2} = \begin{cases} XCOT2 = LX(I, J-1) - X_{MIH}(I, J) \\ YCOT2 = LY(I, J-1) - Y_{MIH}(I, J) \end{cases}$$

$$\overline{COT3} = \begin{cases} XCOT3 = LX(I, J-1) - LX(I, J) \\ YCOT3 = LY(I, J-1) - LY(I, J) \end{cases}$$

$$\overline{COT4} = \begin{cases} XCOT4 = LX(I, J) - LX(I, J) \\ YCOT4 = LY(I, J) - LY(I, J) \end{cases}$$

$$I = N1 + 2$$

J=2, JCONV

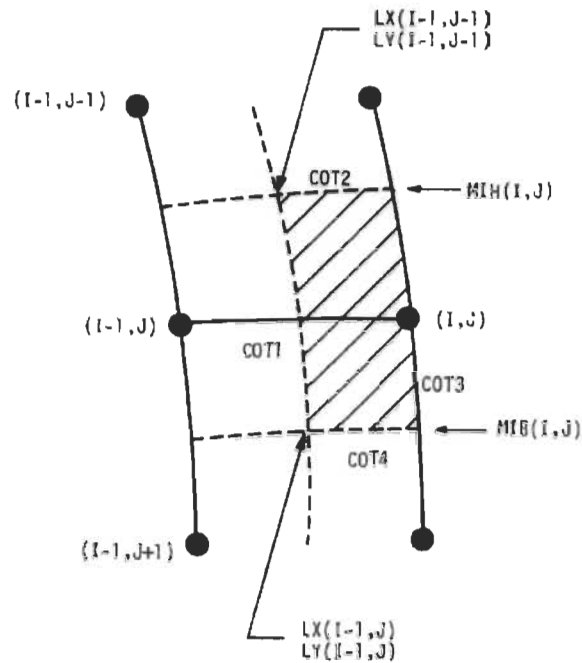


Figure A.3. Nœuds situés sur le profil chargé

$$MIH \begin{cases} XMIH = 0.5[X(I, J-1) + X(I, J)] \\ YMIH = 0.5[Y(I, J-1) + Y(I, J)] \end{cases}$$

$$MIB \begin{cases} XMIB = 0.5[X(I, J) + X(I, J+1)] \\ YMIB = 0.5[Y(I, J) + Y(I, J+1)] \end{cases}$$

$$\overline{COT1} = \begin{cases} XCOT1 = LX(I-1, J-1) + L X(I-1, J) \\ YCOT1 = LY(I-1, J-1) - LY(I-1, J) \end{cases}$$

$$\overline{COT2} = \begin{cases} XCOT2 = -LX(I-1, J-1) + XMIH(I, J) \\ YCOT2 = -LY(I-1, J-1) + YMIH(I, J) \end{cases}$$

$$\overline{COT3} = \begin{cases} XCOT3 = XMIH(I, J) - XMIB(I, J) \\ YCOT3 = YMIH(I, J) - YMIB(I, J) \end{cases}$$

$$\overline{COT4} = \begin{cases} XCOT4 = XMIB(I, J) - LX(I, J) \\ YCOT4 = YMIB(I, J) - LY(I, J) \end{cases}$$

5. Nœuds du coin supérieur droit

$$I=N1+2$$

$$J=1$$

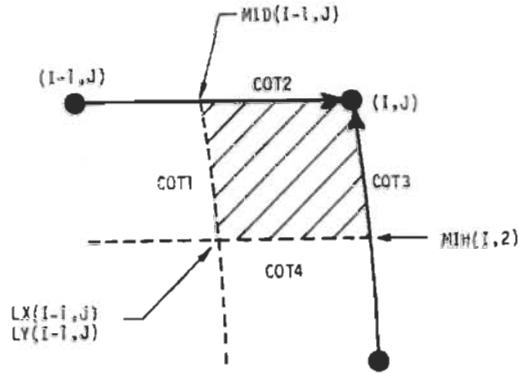


Figure A.4. Nœud du coin supérieur droit

C'est un quart d'élément.

$$\overline{COT1} = \begin{cases} XCOT1 = XMID(I-1, 1) - LX(I-1, 1) \\ YCOT1 = YMID(I-1, 1) - LY(I-1, 1) \end{cases}$$

$$\overline{COT2} = \begin{cases} XCOT2 = LX(I, 1) - XMID(I-1, 1) \\ YCOT2 = LY(I, 1) - YMID(I-1, 1) \end{cases}$$

$$\overline{COT3} = \begin{cases} XCOT3 = X(I, 1) - XMIH(I, 2) \\ YCOT3 = Y(I, 1) - YMIH(I, 2) \end{cases}$$

$$\overline{COT4} = \begin{cases} XCOT4 = XMIH(I, 2) - LX(I-1, 1) \\ YCOT4 = YMIH(I, 2) - LY(I-1, 1) \end{cases}$$

ANNEXE B

Calcul de JLIMH et JCONV[42]

JLIMH est la valeur de J lorsque la valeur du coefficient de transfert de chaleur change sur le profil. IL s'agit des points respectivement de 1 à 4 (figureIII-2). Ces points sont situés au 2/3 de la hauteur de la dent à partir du sommet.

Calcul :

HAUT : hauteur de la dent ; $HAUT = RE - R2$

$SEC = 2 * HAUT$

VERTI : distance entre deux nœuds consécutifs ; $VERTI = SEC / N2 + 1$

$TETE = 2/3 * HAUT$

$PIED = 1/3 * HAUT$

$JLIMH = TETE / VERTI + 1$

En remplaçant les paramètres contenus dans l'expression de JLIMH, la relation suivante

s'établit : $JLIMH = \frac{N2 + 1}{3} + 1$

JCONV est la valeur maximale de J pour laquelle le nœud sur le profil se situe encore au-dessus du cercle de pied de rayon R2 (figure III-2).

$$\begin{aligned} JCONV &= JLIMH + \frac{PIED}{VERTI} \\ &= JLIMH + \frac{1}{3} HAUT * \frac{N2 + 1}{2 * HAUT} \end{aligned}$$

$$= JLIMH + \frac{N2+1}{6}$$

En remplaçant JLIMH par son expression :

$$JCONV = \frac{N2+3}{6}$$

Remarque : il est suggéré de choisir la valeur maximale de J, soit N2 paire, afin d'éviter que le nœud situé    J=JCONV tombe sur le cercle de pied.

ANNEXE C :

RELATIONS ENTRE LE TEMPS, LA TEMPÉRATURE ET LA POSITION DE CONTACT SUR LE PROFIL ET SUIVANT LA LIGNE D'ACTION

Cette annexe développe les relations utilisées dans le programme "Matlab". En effet, on établit les relations entre la position géométrique du point de contact suivant le profil. Elle est définie soit par l'indice J repérant les nœuds sur l'axe vertical, soit par le rayon position du point. On établit aussi la relation entre la position S/P_n et la durée de l'engrènement pour un cycle. Une combinaison de ces relations permet de connaître la température en chaque position S/P_n de même que la position sur le profil correspondant à cette position et le temps écoulé depuis le début du contact pour chaque cycle d'engrènement. La connaissance simultanée de tous ces éléments facilite l'analyse des résultats de calculs de température.

C.1. Correspondance entre J et S/P_n [42]

J est le numéro des nœuds suivant la verticale tel qu'indiqué dans la définition du maillage. On considère seulement les nœuds situés au-dessus du cercle de pied de l'engrenage. Les nœuds en dessous, on les considère sans intérêt pour le calcul d'hystérésis. Aux nœuds limites $J=1$ et $J=J_{CONV}$, les valeurs de contraintes calculées pour un contact à l'extérieur de la ligne d'action sont considérées.

C.1.1. Correspondance entre J et $RAY(J)$ [42]

$RAY(J)$ désigne la valeur du rayon au point de contact lorsqu'il a lieu au nœud J sur le profil de la dent de l'engrenage mené.

Dans le cas de calcul de la température instantanée de surface, on s'intéresse au coin supérieur droit du profil chargé de la dent menée dont $I=N1+2$ & $J=1$. À ce point, le contact se fait en dehors de la ligne d'action en phase d'approche. En d'autres termes, le nœud est situé sur le cercle de saillie de la dent. En effet, le rayon a alors pour expression :

$$J=1, \quad RAY(J) = RE$$

On note que la valeur de la position S/P_n du point de contact suivant la ligne d'action peut atteindre S_2^*/P_n à partir du S''_2/P_n . On peut supposer que :

$$\text{À } J=1 \quad S/P_n = S_2^*/P_n$$

On suppose que l'évolution du nœud entre les deux positions S''_2/P_n et S_2^*/P_n est sans intérêt sur le calcul.

De la même manière, on suppose que la chaleur d'hystérésis au nœud situé à la racine du profil $J=JCONV$ n'est pas prise en considération dans le calcul.

Pour un nœud J quelconque sur le profil, l'expression est la suivante :

$$RAY(J) = RE - (J - 1) * DVN$$

$$DVN = 2 * \frac{HAUT}{N2 + 1}$$

$$HAUT = \frac{a_a + a_d}{P}$$

RE : rayon de tête de l'engrenage

a_a = constante de saillie

a_d = constante de creux

N2= nombre maximum de nœuds suivants l'axe vertical

C1.2. Correspondance entre J et S/Pn [42]

On note DELS l'écart entre deux nœuds consécutifs quelconques suivant la ligne d'action.

Il a pour expression :

$$DELS = \frac{S_1^* / P_n - S_2^* / P_n}{JCONV - 1}$$

Une fois on a calculé DELS, le calcul de la position S/Pn d'un nœud J quelconque sur le profil est obtenu comme suit :

$$S / P_n(J) = S_2^* / P_n + (j-1) * DELS$$

Dans la pratique, il est conseillé de choisir N2 pair dans le but d'avoir des résultats plus raisonnables. En effet, si N2 est par, JCONV devient impair et par suite JCONV-1 devient pair ce qui facilite le calcul.

C.2. Correspondance entre J et TB

La relation entre S/Pn et J est la relation clé qui permet d'exprimer les températures d'équilibres TB1 et TB2 en fonction de S/Pn et par suite les températures de surface TF1 et TF2. En premier lieu, on commence par établir la relation entre J et S/Pn en calculant le DELS. En deuxième lieu, on calcule la position géométrique. Elle se traduit par la formule suivante pour la dent de l'engrenage mené :

$$JG2 = (POS(JT) - S_2 / P_n) / DELS2 + 1.5$$

Cette relation permet d'exprimer les températures d'équilibre (TB1 et TB2) sur le flanc chargé de la dent en fonction de JG. Finalement, on établit une correspondance entre la température d'équilibre exprimée en fonction de la position géométrique TB(JG) et de la température d'équilibre exprimée en fonction des intervalles de temps TBT(JT).

Le code ' Matlab ' qui exprime cette correspondance est le suivant :

```
JT=1:JTF ;

    TPJ (JT)=(JT-1)*DT ;
    TPJ (1)=DT ;
    TP=TPJ (JT) ;
    SPN=(S1PnFinReel-S2PnDebutReel)*TP/TENGRE+S2PnDebutReel ;
    POS (JT)=SPN ;
    POS (1)=S2PnDebutReel ;
    DELS2=(S1PnFinReel-S2PnDebut)/(Jconv-1) ;
    JG2= (POS [JT] -S2PnDebut)/DELS2+1.5 ;
    DELS1=(S1PnFin-S2PnDebutReel)/(Jconv-1) ;
    JG1= (S1PnFin-POS [JT])/DELS1+1.5 ;

    JG1J=round (JG1) ;
    JG2J=round (JG2) ;

    TBT2 (JT)=TB2 (JG2J) ;
    TBT1 (JT)=TB1 (JG1J) ;

end
```

C.3. Relation entre la durée d'engrènement t et la position du point de contact S/Pn [42]

Dans le but d'établir une relation entre la durée d'engrènement et la position normalisée de contact suivant la ligne d'action, le paramètre de temps t doit être discrétisé. En effet, la durée t représente le nombre total des indices de temps multiplié par l'intervalle de temps unitaire, donc t s'exprime par:

$$t = j * \Delta t$$

j : nombre d'intervalles de temps

Δt : intervalle unitaire de temps discrétisé

La position réelle du début de contact fait partie de l'expression de t. À chaque instant $t = j * \Delta t$ exprimé pour un cycle à la fois, correspond une S_j/P_n . La relation entre ces deux paramètres s'exprime par:

$$t = 60 * \frac{S_j / P_n - S_2^* / P_n}{Z_2 * t_{pm2}}$$

Z_2 : nombre de dents de l'engrenage

t_{pm2} : vitesse de rotation de l'engrenage 2 en tours par minute t en (s)

ANNEXE D

PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DES ENGRENAGES EN COMPOSITE DE FIBRES DE BOULEAU “ GEAR40B” QUI SONT UTILISÉS DANS LA SIMULATION

Les caractéristiques mécaniques des engrenages utilisés dans la simulation sont celles des engrenages “GEAR40B”. Les essais mécaniques ont été réalisés par Mijiyawa Fayçal (2018) pendant ces travaux de doctorat[10].

Composition	HPDE + 40 % de fibres de bouleau
Coefficient de poisson	0.33
Module de flexion	3.22 GPa
Module élastique	3.45 GPa
Masse volumique	1.1856 kg/dm ³
Conductibilité thermique	0.787 W/mK
Chaleur spécifique	1300.801 J/kg °K
Coefficient de diffusion thermique	0.51 (m/s ²)*10 ⁻⁶
Largeur b	6.5 mm